
Bewertung von Einflussfaktoren auf das Montage- und Ermüdungsverhalten gewindefurchender und metrischer Schraubenverbindungen



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



am Fachbereich Maschinenbau
der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

D i s s e r t a t i o n

vorgelegt von

Fabian Kraemer
aus Freising

Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Matthias Oechsner
Mitberichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. Peter Groche

Tag der Einreichung: 14.10.2019
Tag der mündlichen Prüfung: 17.12.2019

Darmstadt 2019
D17

Kraemer, Fabian: Bewertung von Einflussfaktoren auf das Montage- und Ermüdungsverhalten gewindefurchender und metrischer Schraubenverbindungen
Darmstadt, Technische Universität Darmstadt,
Jahr der Veröffentlichung der Dissertation auf TUpriints: 2020
Tag der mündlichen Prüfung: 17.12.2019

Veröffentlicht unter CC BY-NC-ND 4.0 International
<https://creativecommons.org/licenses/>

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde (IfW) der Technischen Universität Darmstadt.

Dem Leiter der staatlichen Materialprüfungsanstalt (MPA) und des Fachgebiets und Instituts für Werkstoffkunde, Herrn Prof. Dr.-Ing. Matthias Oechsner, danke ich für die Betreuung und Unterstützung bei der Entstehung dieser Arbeit. Vielen Dank für die Übernahme der Berichterstattung und das mir stets entgegengebrachte Vertrauen, insbesondere in der Zeit, in der mir die kommissarische Abteilungsleitung für den Kompetenzbereich Bauteilfestigkeit übertragen wurde.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. Peter Groche, dem Leiter des Instituts für Produktionstechnik und Umformmaschinen, gilt mein herzlicher Dank für die freundliche Übernahme der Mitberichterstattung.

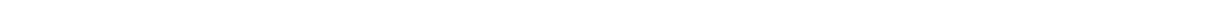
Meiner Familie und meinen Eltern gilt ein besonderer Dank, die mir in jeder Lebenslage stets ein Vorbild sind, mich durchweg unterstützt haben und bei jeder Entscheidung auf meinem bisherigen Weg voll und ganz hinter mir standen. Meinem Vater danke ich darüber hinaus für die zahlreichen fachlichen Diskussionen und Anregungen. Von der alten Ingenieurschule kann man doch auch heute noch sehr viel lernen.

Bei meinem ehemaligen Arbeitgeber und Ausbildungsbetrieb während des dualen Studiums, der Firma EJOT, möchte ich mich ausgesprochen bedanken. Die mir ermöglichten Erfahrungen im Bereich Forschung und Entwicklung und auch die internationalen Erfahrungen, besonders in USA und Mexiko, bildeten ein wertvolles Fundament für den Schritt „Dissertation“. Darüber hinaus vielen Dank für die bereitgestellten Muster, das Mitwirken im Arbeitskreis und die zahlreichen Gespräche und Diskussionen.

Dem gesamten Kompetenzbereich Bauteilfestigkeit um den Leiter Herrn Dr.-Ing. Marcus Klein und auch dem ehemaligen Leiter Herrn Dr.-Ing. Jörg Beyer möchte ich ganz herzlich danken. Bei Marcus möchte ich mich ganz besonders bedanken. Du hast mich stets konstruktiv begleitet, gefördert und gefordert und mit deiner respektvollen und freundschaftlichen Art damit in besonderem Maße zu dem Erfolg dieser Arbeit beigetragen. Ich möchte mich besonders bei meinen direkten Bürokollegen Andrea, Andreas und natürlich bei Anna für die tolle gemeinsame Zeit am Institut bedanken. Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei meinen ehemaligen Kollegen Andre, Fabian und Dominic sowie bei den Prüflingen und Technikern für ihre Unterstützung und die tolle Zusammenarbeit.

Dem Geschäftsführer des Deutschen Schraubenverbands, Herrn Dr.-Ing. Stefan Beyer, gilt mein Dank für die tolle Unterstützung, auch die Möglichkeit im Arbeitskreis Gemeinschaftsforschung mitzuwirken und für die Teilnahme an der Schraubfachausbildung.

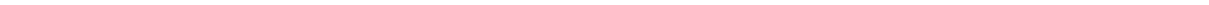
Der größtmögliche Dank gilt meiner Frau Anna. Deine fachliche und moralische Unterstützung, dein Rückhalt und dein bedingungsloses Verständnis in diesem aufregenden Jahr, gekrönt von der Geburt unseres Sohnes kurz vor der Disputation, all das werde ich dir nie vergessen. Vielen Dank!



Kurzfassung

Die Zuverlässigkeit und die Lebensdauer von Schraubenverbindungen hängen von vielen Einflussfaktoren ab. Die Direktverschraubung mittels gewindefurchender Schrauben stellt ein Fügeverfahren dar, das gegenüber konventionellen Verfahren mit einer signifikanten Prozesskostenreduzierung verbunden ist und gleichzeitig verbesserte mechanische Eigenschaften mit höherer Beanspruchbarkeit aufweist. Für die umformende Gewindefertigung und die große Produktvielfalt gewindefurchender Schrauben besteht aktuell großer Forschungsbedarf, um die relevanten Einflussfaktoren auf das Montage- und Betriebsverhalten zu identifizieren und zu bewerten. In Form einer systematischen Untersuchung des Gewindefurchens werden in dieser Arbeit das Einschraubverhalten praxistypischer Gewindegeometrien und Oberflächensysteme untersucht und das gefurchte Mutterngewinde charakterisiert. Die methodische Vorgehensweise stützt sich zunächst auf ein Screening repräsentativer Schraubentypen, um speziell den Einfluss der Furchspitzengeometrie als formgebendes Werkzeug zu bewerten. Die separierte Betrachtung des tribologischen Einflusses erfolgt durch Variation anwendungstypischer Oberflächenbeschichtungen und Gleitmittelsysteme. Das Einschraubverhalten wird nach DIN 267-30 bewertet und anhand des Drehmoment-Drehwinkelverlaufs systematisch in zwei Bereiche unterteilt, die charakteristisch dem Umformvorgang und den Reibverhältnissen beim Einschrauben zugeordnet werden können. Die Bewertung der Gewindeausformung wird metallografisch und mithilfe der Computertomografie vorgenommen. Das kaltverfestigte Mutterngewinde kennzeichnet ein Härtegradient, ausgehend vom maximal verformten Randbereich, der mittels Nano-Indentation bestimmt wird. Anwendungsorientiert wird der Einfluss der Montagedrehzahl und die Größe des Vorlochdurchmessers für die praxisrelevante Einschraubtiefe $t_E = 2,5x_d$ untersucht. Vorspannkraftmessungen sowie Überdreh- und Auszugsversuche führen zu einer Bewertung der quasi-statischen Beanspruchbarkeit. Für die Berechnung der Mindesteinschraubtiefe wird ein analytischer Berechnungsansatz hergeleitet.

Das experimentell untersuchte Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen mit gefurchtem Gewinde zeigt vergleichend zu geschnittenem Mutterngewinde höhere Beanspruchbarkeiten. Eine systematische Analyse zur Bestimmung des Einflusses der sich einstellenden Lastverteilung erfolgt durch Versuche mit geschnittenen Mutterngewinden aus Stahl und Aluminium für unterschiedliche Einschraubtiefen. Die Mittellastabhängigkeit wird durch Versuche im elastischen Vorspannkraftbereich von $0,2 \cdot F_{0,2} \leq F_m \leq 0,8 \cdot F_{0,2}$ und an zuvor überelastisch vorbelasteten Varianten untersucht. Letztere zeigen Verbesserungen der Lebensdauer infolge einer geänderten Lastverteilung und vorlastinduzierter Druckeigenspannungen bis max. 111 % bei gleicher Mittellast. Zur Analyse der Kontakt- und Lasteinleitungsbedingungen sowie zur Bewertung des Oberflächen- und Gewindereibungseinflusses werden systematische Prüfungen mit unterschiedlicher Lastaufbringung durchgeführt. Die numerische Simulation wird als unterstützende Methode eingesetzt, um aus experimentellen Ergebnissen bereits abgeleitete Hypothesen zu validieren und vertiefend zu interpretieren. Für die geprüften Schraube-Mutter-Konfigurationen wird die resultierende Lastverteilung auf Basis elastischen und elastisch-plastischen Materialverhaltens bestimmt. Die elastische Berechnung dient der Bestimmung der für die Schraubenverbindung kräftegebundenen Kerbformzahlen und der resultierenden Stützwirkung infolge der inhomogenen Spannungsverteilung über den Schraubenquerschnitt. Die Bestimmung der örtlichen Beanspruchungen wird für elastisch verspannte und überelastisch vorbelastete Schraubenverbindungen vorgenommen und anhand lokaler Spannungs-Dehnungs-Hysteresen vergleichend bewertet.

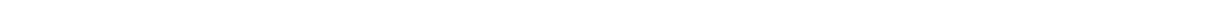


Abstract

The reliability of bolted joints is determined by a large number of influencing factors. Self-tapping screws lead to both a reduction of process costs and an improvement of the static and cyclic strength of the connection. A large variety of thread forming screws denotes great need for research in the field of directly threaded screw connections. In terms of a systematic investigation of thread forming the installation behavior as well as the characterization of the formed nut thread will be investigated for different thread styles and surface systems.

The methodological approach is based on a screening of representative thread forming screws particularly in order to evaluate the influence of the shaping point. The separated consideration of the tribological influence is investigated by varying application-typical coatings and lubricant systems for one chosen thread geometry. The torque - rotation angle curve is evaluated based on the torque gradient. There will be a systematic classification into two sections, which are characteristic for the forming process on the one hand and for the friction conditions while screwing in on the other hand. The formed nut thread shape is investigated by metallographic microsections as well as by means of computed tomography (CT). Further characterization is made by the evaluation of the strain hardening effect of the formed nut thread. By means of nano-indentations hardness profiles, starting from the area of maximum deformation, are determined. With regard to practical demands, screw-in depths up to $t_E = 2.5x_d$ as well as the influence of the installation speed and the size of the pre-drilled pilot hole are investigated as characteristic parameters. The quasi-static load capacity is evaluated by means of pre-load measurements, stripping torque by over-driving tests and pull out tests for different depths of engagement. For the calculation of the minimum depth of engagement an analytical approach will be derived under consideration of the formed thread shape determined by the size of the pre-drilled pilot hole.

The fatigue behavior is investigated comparing formed and cut threads. A systematic analysis of the influence of the load distribution on the fatigue strength is done by experimental tests with cut nut threads made from steel and aluminum for different nut heights. Due to the requirement of high reliability screw connections are increasingly installed beyond yield strength. The assessment of the pre-load level as an influence on the fatigue strength both elastically as well as over-elastically pre-loaded connections are tested in the range of 0.2 to $0.8 \cdot F_{0.2}$ as constant controlled mid-load. When an over-elastic pre-load is applied, the fatigue strength was increased up to max. 111 % . This investigation is based on an improved load distribution and compressive residual stresses, deriving from an inhomogeneous stress distribution (notch effect). In detail, further analyses are performed to evaluate the influence of the contact area and load transmitting conditions as well as for the evaluation of the surface and thread friction influence. A systematic testing by means of different ways of load application lead to an assessment of the main influencing effects on the fatigue strength. Numerical simulations on the load distribution for the tested configurations of different nut styles and materials are executed in order to validate the hypotheses derived from the experimental results and in order to expand the understanding and interpretation of their influences on the fatigue strength. Both elastic as well as elastic-plastic material behavior were mainly considered to determine notch factors and the resulting strains determined by the load distribution. The comparison of local stress-strain hysteresis for elastically stressed and over-elastically pre-loaded connections lead to an assessment of the fatigue behavior and the evaluation of the mid-load dependency of bolted connections.



Inhaltsverzeichnis

Danksagung	I
Kurzfassung	III
Abstract	V
Inhaltsverzeichnis	VII
Abkürzungsverzeichnis	IX
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Grundlagen des Gewindefurchens	4
2.1.1 Gewindefurchende Schrauben und Normen	5
2.1.2 Konstruktive Auslegung	8
2.2 Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen	10
2.2.1 Einflussfaktoren auf die Ermüdungsfestigkeit	11
2.2.2 Festigkeitsnachweiskonzepte	14
3 Problemstellung und Zielsetzung	17
3.1 Forschungsbedarf	17
3.2 Bearbeitungskonzept	18
4 Probekörper und Versuchstechnik	21
4.1 Probekörper	21
4.2 Anziehprüfstände	23
4.3 Universalzugprüfmaschine	23
4.4 Hochfrequenzresonanzpulsatoren	24
4.5 Computertomograf	24
4.6 Nano-Indenter	24
4.7 Sonstige Versuchstechnik	24
5 Gewindefurchende Schraubenverbindungen	25
5.1 Grundcharakterisierung	25
5.1.1 Mechanische Bauteilkennwerte nach DIN EN ISO 898-1	26
5.1.2 Werkstoffkennwerte für die numerische Simulation	28
5.2 Screening gewindefurchender Schrauben	29
5.2.1 Einschraubversuche	30
5.2.2 Charakterisierung der Mutterngewinde	36
5.3 Bewertung des Oberflächen- und Gleitmitteleinflusses	50
5.3.1 Einschraubversuche	50
5.3.2 Gewindeausformung - Computertomografie	54
5.3.3 Montageversuche	58
5.4 Anwendungsorientierte Bauteilverschraubung	62
5.4.1 Einschraubversuche	62
5.4.2 Gewindeausformung - Schliffbilder	65
5.4.3 Nano-Indentation	68
5.4.4 Ausreißversuche	71
5.5 Schlussfolgerung und Fazit	73

6	Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen	77
6.1	Einfluss der Mutterngewindeart	78
6.2	Einfluss des Mutterwerkstoffs und der Mutterhöhe	81
6.3	Einfluss der Vorspannung	84
6.4	Diskussion und Identifikation der Mechanismen.....	88
6.4.1	Einfluss der überelastischen Vorbelastung	90
6.4.2	Werkstoffanalytik	92
6.4.3	Einfluss der Oberfläche	95
6.4.4	Einfluss der Gewindereibung	98
6.5	Schlussfolgerung und Anwendbarkeit.....	100
7	Numerische Simulation.....	103
7.1	Lastverteilung und örtliche Beanspruchungen.....	103
7.1.1	Spannungsverteilung der Schraube-Mutter-Verbindung	103
7.1.2	Kerbformzahl und Stützwirkung	107
7.1.3	Validierungsversuche - Mutterauflager.....	109
7.2	Überelastische Vorbelastung.....	110
7.2.1	Freie belastete Kerbprobe.....	110
7.2.2	Schraube-Mutter-Verbindung	112
7.3	Schlussfolgerung und Fazit	117
8	Zusammenfassung.....	120
9	Ausblick	126
10	Anhang	130
	Literaturverzeichnis	190
	Abbildungsverzeichnis	195
	Tabellenverzeichnis	200
	Lebenslauf	201
	Konferenzbeiträge, Veröffentlichungen und Lehre.....	202

Abkürzungsverzeichnis

Kürzel	Beschreibung
a_G	Werkstoffkonstante zur Berechnung der Stützziffer nach Stieler
b_{Flanke}	Breite der Schraubenflankenspitze
b_G	Werkstoffkonstante zur Berechnung der Stützziffer nach Stieler
d	Durchmesser der Schraube
d_2	Flankendurchmesser
d_3	Kerndurchmesser der Schraube
d_{Kerbe}	Kerbgrunddurchmesser (Kerbprobe)
d_{VL}	Vorlochdurchmessers
e	Elementkantenlänge
f	Prüffrequenz
f_{last}	Lastflankenseitige radiale Ausprägung des gefurchten Gewindes
f_{IZn}	Zinc Flake (Zinklamelle)
f_p	Längenänderung der Platten (Verspannungsschaubild)
$f_{\text{rück}}$	Rückflankenseitige radiale Ausprägung des gefurchten Gewindes
f_s	Längenänderung der Schraube (Verspannungsschaubild)
h_f	Höhe des Fischauges (gefurchtes Gewinde)
h_n	Abscherhöhe im Gewindeeingriff
h_v	verfestigter Bereich (gestreckte Kornstruktur)
k	Steigungsexponent (Wöhlerlinie), Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Gewindeausformung
krz	kubisch raumzentrierte Gitterstruktur
l	Nennlänge
l_1	Hebelarm des Kraftangriffs im Mutterngewindezahn
$l_{\text{Furch}}, l_{\text{tf}}$	Furchlänge
m	Mutternhöhe
m_{eff}	effektive Mutternhöhe
n	Drehzahl, Stichprobenanzahl
n_r	Anzahl der Radian
n_σ	Stützziffer
n_φ	Anzahl der Winkel
r	Abstand vom Kerbrand in Richtung des Bauteilinneren
r_{AP80}	Gewindegrundradius gewindefurchende Schraube ALtracs® Plus 80
r_{M8}	Gewindegrundradius ISO-metrische Schraube M8
r_{MG}	Radius der Mutterngewindegrundausrundung (gefurchtes Gewinde)
rpm	revolutions per minute (Umdrehungen pro Minute)
s	Standardabweichung, Weg
$s_{\mu\text{tot}}$	Standardabweichung der Gesamtreibungszahl
s_d	Standardabweichung des Nenndurchmessers (optische Vermessung)
s_{d3}	Standardabweichung des Kerndurchmessers (optische Vermessung)
s_K	Standardabweichung des K-Faktors
s_P	Standardabweichung der Steigung (optische Vermessung)
t_E	Einschraubtiefe
t_{Eeff}	effektive Einschraubtiefe
t_{Zn}	thermisch Zink

Kürzel	Beschreibung
A	Bruchdehnung
Al	Aluminium
AP	ALtracs® Plus
A _s	Spannungsquerschnitt
A _{SGM}	Scherfläche des Mutterngewindes
A _{SGS}	Scherfläche des Schraubengewindes
C ₁	Konstante zur Berechnung der Mindesteinschraubtiefe
C ₃	Konstante zur Berechnung der Mindesteinschraubtiefe
C _{IT}	Kriechmodul
CT	Computertomografie
D ₁	Kerndurchmesser des Mutterngewindes
DF	Dry Film
D _{Km}	Kopfreibdurchmesser
E	Elastizitätsmodul
E _{IT}	Eindringmodul
EN	Europäische Norm
F	Kraft
F _{0,2}	Kraft an der 0,2%-Dehngrenze
F _A	Kraftamplitude
F _{ASV50}	ertragbare Kraftamplitude mit 50 % Überlebenswahrscheinlichkeit
FK	Festigkeitsklasse
F _m	Mittellast (Ermüdungsversuch), Kraft bei Zugfestigkeit (Zugversuch)
F _{m0}	Kraft bei axialer Vorbelastung
F _{m0T}	Kraft bei Vorbelastung mit Torsion
F _o	Oberlast
F _P	Prüfkraft nach DIN EN ISO 898-1
F _{PA}	Plattenzusatzkraft
F _{pf}	Kraft der 0,0048 d - Dehngrenze
F _{SA}	Schraubenzusatzkraft
F _{Sm}	mittlere Schraubenkraft
FSP	Forschungsschwerpunkt
F _{Step i}	Belastungshöhe für den Belastungsschritt i (FE-Simulation)
F _V	Vorspannkraft
F _{V max}	maximale Vorspannkraft
G	Gradient
GfS	Gewindefurchende Schraube
GZ	Gleitmittelzusatz
G _σ	bezogenes Spannungsgefälle
H	Gewindetiefe nach DIN 13
HB	Härte nach Brinell
H _{IT}	Eindringhärte
H _{ITr}	Eindringhärte in Richtung des Radius
H _{ITφ}	Eindringhärte über den Winkel
HV	Härte nach Vickers, HV-Schraube (hochfest vorspannbar)

Kürzel	Beschreibung
K	K-Faktor zur Beschreibung der Reibung
K _f	Kerbwirkungszahl
K _t	Kerbformzahl
LE ₂₂	logarithmische Axialdehnung in 22-Richtung
M	Drehmoment, Mutternversagen im Ausreißversuch, Mittelspannungsempfindlichkeit
M _A	Anziehdrehmoment
M _{brech}	Losbrechdrehmoment
M _E	Einschraubdrehmoment
M _{Furch}	Furchmoment
M _G	Gewindereibmoment
MK	Mutternkörper
M _{L max}	maximales Losdrehmoment
M _{max}	maximales Drehmoment
M _Ü	Überdrehmoment
M _V	Versagensmoment
N	Schwingspielzahl
N _B	Bruchlastspielzahl
N _G	Grenzschwingspielzahl
NI	Nano-Indentation
P	Gewindesteigung
PE	plastische Dehnung
PE _{MaxP}	plastische Hauptdehnung
P _J	Schädigungsparameter nach Vormwald
P _{SWT}	Schädigungsparametern nach SMITH, WATSON und TOPPER
P _{SWT, Bergmann}	Schädigungsparameter P _{SWT} mit Mittelspannungskorrektur nach Bergmann
P _Ü	Überlebenswahrscheinlichkeit
P _{Ü50}	Überlebenswahrscheinlichkeit von 50 %
R	Spannungsverhältnis
REM	Rasterelektronenmikroskop
R _m	Zugfestigkeit
R _{mB}	Zugfestigkeit des Bolzengewindes (Berechnung Mindesteinschraubtiefe)
ROI	Range of Interest (CT-Auswertung)
R _{p0,2}	0,2 %-Dehngrenze
S	Schraubenbruch
SG	schlussgewalzt
St	Stahl
SV	schlussvergütet
T	Streumaß in Belastungsrichtung (Wöhlerlinie)
T ₁ , T ₂ , T ₃	Temperatur (Thermoelement)
T ₄	Oberflächentemperatur (Infrarotkamera)
TA	Traganteil
TN	Test Number (Gleitmittel)
ÜE	überelastisch (vorbelastet)
XRD	X-ray Diffraction

Kürzel	Beschreibung
α	Flankenwinkel
α_k	Kerbformzahl
α_k^*	kräftegebundene Kerbformzahl
β	Rückflankenwinkel
β_k	Kerbwirkungszahl
γ	Lastflankenwinkel
δ_p	Plattennachgiebigkeit
δ_s	Schraubennachgiebigkeit
ε	Dehnung
ε_{22}	Axialdehnung in 22-Richtung
ε_a	örtliche Dehnungsamplitude
ε_{nenn}	Nenndehnung
ε_W	wahre Dehnung
ϑ	Drehwinkel
κ	Anstellwinkel der Gewindefurchspitze
μ_b	Kopfreibungszahl
μ_{th}	Gewindereibungszahl
σ	Spannung
σ_1	1. Hauptspannung, oberer Spannungswert zur Berechnung des bezogenen Spannungsgradienten
σ_2	unterer Spannungswert zur Berechnung des bezogenen Spannungsgradienten
σ_{22}	Axialspannung in 22-Richtung
σ_a	örtliche Spannungsamplitude
σ_m	Mittelspannung
σ_{max}	Maximale Spannungsüberhöhung bei Kerben
σ_{nenn}	Nennspannung
σ_o	Oberspannung
σ_{rs}	Eigenspannung (residual stress)
σ_u	Unterspannung
σ_W	wahre Spannung
σ_{ASG}	ertragbare Nennspannungsamplitude für schlussgewalzte Schrauben
σ_{ASV50}	ertragbare Nennspannungsamplitude für schlussvergütete Schrauben
T_{BM}	Scherfestigkeit des Mutterwerkstoffs
T_{BS}	Scherfestigkeit des Schraubenwerkstoffs
φ	Winkel (Prüfmuster, Nano-Indentation)
Δr	Abstand der Prüfradien, Prüfraster bei instrumentierter Härteprüfung
Δx	Änderung in x-Richtung zur Berechnung des Spannungsgefälles
ΔF_A	Schwingbreite der Kraftamplitude, Stufensprung
ΔM	Schraubkanal, Drehmomentänderung
$\Delta \sigma$	Spannungsdifferenz
$\Delta \vartheta$	Drehwinkeländerung
$\Delta \varphi$	Winkeländerung, Prüfraster bei instrumentierter Härteprüfung
θ	Beugungswinkel
Ψ	Kippwinkel

1 Einleitung

Auch im Zeitalter der Industrie 4.0, geprägt von der Digitalisierung und einzugnehmenden Fertigungsverfahren und Technologien, wie z. B. der additiven Fertigung, müssen Bauteile nach wie vor sicher miteinander verbunden werden. Moderne Werkstoffe unterschiedlichster Konfiguration mit sich abgrenzenden Eigenschaften, beispielsweise unterschiedlichen Steifigkeiten, Ausdehnungskoeffizienten oder Relaxation- und Kriechverhalten müssen verbunden werden. Die Anforderungen an die Fügestellen können sich dadurch teilweise verändern. Die Schraubenverbindung ist in der Füge- und Verbindungstechnik deshalb noch immer unverzichtbar. Sie stellt nach wie vor eine häufig ausgewählte Lösung dar, um Bauteile hochfest und dauerhaft miteinander zu verbinden. Insbesondere die Eigenschaft der Lösbarkeit der Verbindung, z. B. für den Austausch von Komponenten im Reparaturfall, stellt für viele Anwendungen eine Randbedingung dar, die zur Wahl der mechanischen Komponente Schraube als Verbindungslösung führt. Die Anwendungsvielfalt ist enorm. Automotive, Stahlbau, Maschinen- und Anlagenwesen, Medizintechnik oder Windenergie stellen Anwendungsbereiche dar, die von den zu übertragenden Kräften, den Umgebungsbedingungen oder sogar Anforderungen der technischen Sauberkeit die unterschiedlichsten Randbedingungen für die Schraubenverbindung bedeuten. Daraus ergeben sich unmittelbare Auswirkungen auf den Produktlebenszyklus. Beginnend bei der Konstruktion, der Drahtherstellung, der Schraubenfertigung, dem Fügevorgang (Montage) und der Betriebszeit bis hin zum Bauteilversagen und dem Recycling werden neben Serienprodukten teilweise anwendungsspezifische Lösungen entwickelt. Die betriebssichere Auslegung bei hoher Schraubenausnutzung für schlanke Verbindungen und die Optimierung von Baugruppen und Fügestellen erfordern ein hohes Verständnis des Gesamtsystems, um Einflüsse des vielparametrischen Systems richtig zu bewerten und nutzen zu können.

Die Optimierung von Abläufen und Prozessen ergibt Anforderungen an verkürzte Prozesszeiten von Fügeoperationen. Verfahren wie die Direktverschraubung stellen durch eine Reduzierung der erforderlichen Prozessschritte ein enormes Einsparpotential nicht nur für die Serienmontage dar. Neben dem Wegfall von Arbeitsschritten und Werkzeugkosten ergeben sich verbesserte Eigenschaften der Verbindung hinsichtlich der Beanspruchbarkeit und der Selbsthemmung gegenüber einem selbsttätigen Lösen. [1–3]

Schraubenverbindungen werden oft in Anwendungen eingesetzt, die schwingenden Betriebsbeanspruchungen unterliegen. Die Tragfähigkeit der eingesetzten Schrauben hängt stark von den im Betrieb auftretenden Lasten ab, die durch die Vorspannung mit einer quasi-statischen Beanspruchung überlagert werden [4]. Durch die funktionsbedingte Formgebung (Querschnittsübergänge, Gewinde) können Schrauben infolge von Kerbspannungen jedoch nur geringe Schwingkräfte übertragen. Die Beanspruchbarkeit unter zyklischer Belastung reduziert sich auf teilweise unter 10 % der statischen Beanspruchbarkeit [4] und wird von den hohen örtlichen Beanspruchungen im Gewindegrund bestimmt. In der Praxis werden Schraubenverbindungen zunehmend bis in den Bereich der Streckgrenze oder sogar darüber hinaus montiert, um hohe Vorspannkräfte bei geringer Vorspannkraftstreuung zu erzielen. Infolge der hohen Kerbwirkung resultieren große plastische Verformungen im Bereich des Gewindegrunds, mit unmittelbarer Auswirkung auf die Ermüdungsfestigkeit. Die Ermüdungsfestigkeit wird in der Regel als Schraube-Mutter-System im axialen Schwingversuch nach DIN 969 [5] ermittelt und als ertragbare Nennspannungsamplitude

ausgedrückt. Die ermittelte Ermüdungsfestigkeit hängt stark vom geprüften System ab, weshalb die Nennspannung als integrale Größe, die Übertragbarkeit auf andere Systeme nicht immer unmittelbar zulässt. Den konstruktiven Eigenschaften überlagert, bestimmen Werkstoffzustand und die Lasteinleitung über die Kontaktflächen, die maßgeblich von den Oberflächen der Fügepartner und der zu übertragenden Kraft bestimmt sind, die resultierende Lastverteilung. Die Finite-Elemente-Methode stellt ein geeignetes Werkzeug dar, um verschiedene Schraube-Mutter-Kombinationen numerisch zu bewerten und den Einfluss der Lastverteilung auf die Lebensdauer zu quantifizieren.

Grundlagen der „Ermüdungsfestigkeit von Schraubenverbindungen mit gefurchem Gewinde“ wurden im IGF-Vorhaben 17802 N/2 [1] an einer Beispielverbindung erarbeitet und sind als Grundstein dieser Arbeit zu verstehen. Darüber hinaus werden in der vorliegenden Arbeit die Grundlagen des Gewindefurchens an vergleichenden Untersuchungen ausgewählter gewindefurchender Schrauben untersucht und das Einschraubverhalten sowie das ausgeformte Gewinde bewertet. Das Betriebsverhalten und Festigkeitsbetrachtungen werden in Form von Vorspannkraftmessungen und durch die Bestimmung von Versagendrehmomenten durch quasi-statische Überlast sowie durch Ausreißversuche bewertet.

Das Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen ist in vielen Anwendungsfällen versagensbestimmend und unter Berücksichtigung der möglichen Anzahl an Einflussfaktoren von großem Interesse und Gegenstand aktueller Forschung. Die systematische experimentelle Untersuchung des Ermüdungsverhaltens bildet den zweiten Schwerpunkt dieser Arbeit.

Unterstützt durch die numerische Simulation werden die experimentell untersuchten Einflussfaktoren und Vorspannkrafteffekte bezüglich der Spannungsverteilung und der örtlichen Beanspruchung vergleichend bewertet.

Ziel dieser Arbeit ist die Beschreibung des Montageverhaltens und die Charakterisierung von Schraubenverbindungen mit gefurchem Gewinde sowie die Beschreibung und Bewertung des Ermüdungsverhaltens von gewindefurchenden und metrischen Stahlschrauben. Ausgewählte Einflussgrößen stellen die Mutterngewindeart, der Mutternwerkstoff und die Einschraubtiefe sowie die Höhe der Schraubenvorspannung dar. Insbesondere soll der Einfluss einer überelastischen Vorbeanspruchung untersucht werden.

2 Stand der Technik

Die Hauptfunktion jeder Schraubenverbindung besteht darin, mindestens zwei Bauteile sicher und dauerhaft miteinander zu verbinden. Damit diese Funktion erfüllt werden kann, sind die Punkte Konstruktion, Fertigung, Montage, Betrieb und das Versagensverhalten bestimmend, **Abbildung 2.1**.

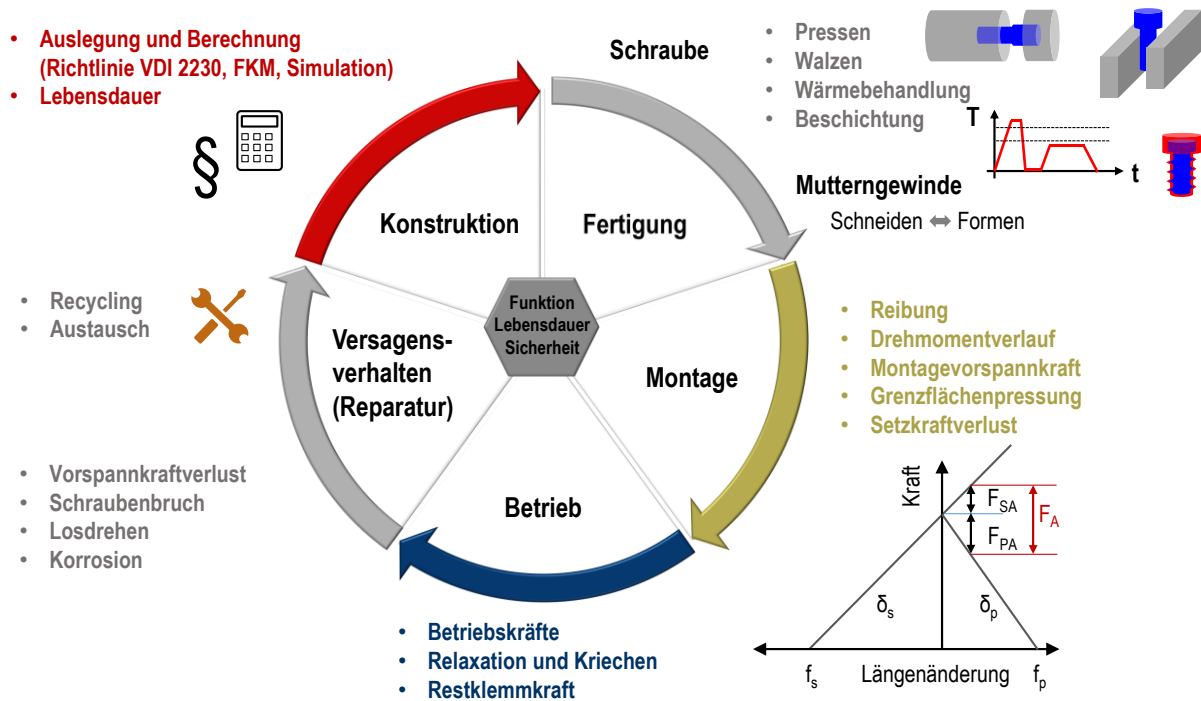


Abbildung 2.1: Produktlebenszyklus für das Beispiel „Schraubenverbindung“

Die konstruktive Gestaltung und Berechnung zielt darauf ab, dass die Verbindung die auftretenden Betriebslasten übertragen kann und die erforderliche Mindestklemmkraft temperatur- und zeitstabil aufrechterhalten wird. Einschlägige Normen und Gestaltungsrichtlinien bilden im Maschinen- und Anlagenbau die VDI-Richtlinie 2230 [6] und der Festigkeitsnachweis nach der FKM-Richtlinie [7]. Im Stahlbau erfolgt die Bemessung nach dem Eurocode 3 [8]. Beginnend mit der Werkstoffauswahl, bestimmt die Fertigung der Schraube, die heutzutage in der Regel durch Kaltumformung erfolgt, die mechanischen Eigenschaften Schraube. Der Stadienplan der umformtechnischen Herstellung des Schraubenrohlings, das Gewindewalzen und die Wärmebehandlung sowie der Beschichtungsprozess haben einen unmittelbaren Einfluss auf die Beanspruchbarkeit der Schraube und die sich bei der Montage einstellende Vorspannkraft. Die Streuung der Vorspannkraft hängt neben der Auswahl des Anziehverfahrens im Wesentlichen von den Reibverhältnissen im Gewindekontakt und in der Kopfauflage ab. Die Anforderungen an das Beschichtungssystem bestehen somit neben der Korrosionsbeständigkeit darin, konstant niedrige Reibverhältnisse zu gewährleisten. Besonders bei gewindefurchenden Schrauben ist das System von Oberflächenschutz und Gleitmittel von Bedeutung, da der eigentlichen Montage mit dem Erzeugen einer Vorspannkraft der Umformprozess für die Ausformung des Muttergewindes vorausgeht.

Im Betrieb beeinflussen äußere Lasten, Temperaturänderungen, Relaxations- und Kriecheffekte das verspannte System und führen zu einer reduzierten Restklemmkraft. Vorspannkraftverluste sind eine häufige Ursache für Bauteilversagen, speziell bei Mehrschraubenverbindungen. Insbesondere schwingende Betriebskräfte reduzieren die Lebensdauer der Schraubenverbindung infolge der örtlichen Kerbwirkung erheblich. Die Schraube versagt am Ort

der höchsten Spannungskonzentration im ersten lastübertragenden Gewindegang. Bei quasi-statischer Beanspruchung erfolgt das Bauteilversagen entsprechend des Konstruktionsprinzips [4] im freien belasteten Gewinde. Dadurch besitzt die Schraube ein ausreichendes Formänderungsvermögen, so dass sich ein Versagen durch Vorspannkraftverlust beispielsweise durch klaffende Teile ankündigt und der rechtzeitige Austausch von Verbindungselementen oder Bauteilkomponenten möglich ist.

Im Rahmen dieser Arbeit bilden das Montageverhalten von Schraubenverbindungen mit gefurchem Gewinde und das Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen mit geschnittenem Gewinde die inhaltlichen Schwerpunkte.

Das **Kapitel Stand der Technik** gibt zunächst einen Überblick über das Fertigungsverfahren „Gewindefurchen“. Unter Berücksichtigung gültiger Normen werden spezifizierte Anforderungen an gewindefurchende Schrauben und deren Überprüfung betrachtet. Die Anzahl an wissenschaftlichen Publikationen zum Thema „Gewindefurchen“ ist sehr gering. Vielmehr beruht der Inhalt des Stands der Technik auf Erfahrungswerten von Anwendern und Schraubenherstellern.

2.1 Grundlagen des Gewindefurchens

Die Mutterngewindefertigung stellt in der Wertschöpfungskette von Bauteilen eine der letzten Fertigungsoperationen dar. Daraus ergeben sich hohe Anforderungen an die Prozesssicherheit und die Qualität der herzustellenden Gewinde, um hohe Nacharbeitskosten oder einen Bauteilausschuss zu vermeiden. Konventionell werden Mutterngewinde mittels Gewindeschneider spanend hergestellt. Dargestellt durch die Prozessschritte Bohren, Gewindeschneiden, Reinigen, Lehren und Montieren ist diese Herstellungsart ein aufwendiges Verfahren. Eine Möglichkeit der Optimierung mit verkürzten Prozesszeiten und verbesserten mechanisch-technologischen Eigenschaften stellt die umformende Herstellung des Mutterngewindes dar. Gewindefurchende Schrauben (GfS) sind oft das Mittel der Wahl in der Fügetechnik im Leichtbau [9]. Sie erzeugen bei der Montage das Gegengewinde selbsttätig durch Umformung des Mutterwerkstoffs [3]. Nach Einteilung der Fertigungsverfahren gem. DIN 8580 [10] ist das Gewindefurchen ein druckumformendes Herstellverfahren, das nach DIN 8583-5 [11] dem Eindrücken zugeordnet wird. Die Herstellung des Mutterngewindes erfolgt durch „Eindrücken eines Gewindes in ein Werkstück mit einem Werkzeug mit schraubenförmiger Wirkfläche“ [11]. Als formgebendes Werkzeug werden entweder Gewindefurcher eingesetzt und nachträglich erfolgt die Montage einer metrischen Schraube oder die Montage erfolgt in Form einer Direktverschraubung. KRETSCHMER [12] untersuchte bereits 1978 Kenngrößen für verschiedene Werkzeuggeometrien und Umformgeschwindigkeiten, für das damals noch wenig eingesetzte Verfahren der umformenden Gewindefertigung. Nach KRETSCHMER hat die Abmessung des Werkzeugs einen großen Einfluss auf die Maßhaltigkeit des geformten Gewindes, der Einfluss der Querschnittsform ist hingegen vernachlässigbar. Für die Umformgeschwindigkeit konnten keine Verallgemeinerungen abgeleitet werden, jedoch eine Werkstoffabhängigkeit. Wesentliche Grundlagen zur Herstellung geformter Gewinde mittels Gewindeformer, der wirkenden Kräfte am Umformwerkzeug und der numerischen Abbildung des Umformprozesses wurden an der Universität Kassel von SCHÄFER, HOLSTEN und DAMM erarbeitet [13–15]. FROMENTIN et al. untersuchten ebenfalls am Gewindeformer die Oberflächeneigenschaften, den Schmierungseinfluss und die geometrische Ausformung sowie die Verfestigung des Randbereichs für mittels Gewindefurcher in Kohlenstoffstahl (C70) geformte Gewinde [16, 17]. Die Übertragung der

Erkenntnisse dieser Quellen auf GfS ist nur bedingt möglich, da sich die Oberflächensysteme, die Geometrien der Werkzeuge und die Umformgeschwindigkeiten unterscheiden und die Untersuchungen überwiegend für Stahlmutterwerkstoffe durchgeführt wurden. Die Direktverschraubung, die für das Fügen von Bauteilen mit und ohne Vorloch eingesetzt wird, erfolgt überwiegend als Verschraubung in Leichtmetalle mit guter Umformbarkeit (z. B. Aluminiumknetlegierungen). Die verbesserten Prozesszeiten der Direktverschraubung resultieren durch die Möglichkeit der direkten Montage in gestanzte, gebohrte, gegossene oder gelaserte Löcher [3]. Gewindefurchende Schrauben verfügen über eine Furchspitze, die beim Eindrehen den Mutterwerkstoff verdrängt und das Material überwiegend radial längs der Gewindeflanken in den Kernbereich der Schraube fließt, wo sich das „krallenförmige“ Mutterngewinde ausformt, **Abbildung 2.2**. Die Gewindeausformung ist abhängig von der Umformbarkeit des Mutterwerkstoffs, der formgebenden Geometrie der Schraube, der Größe des Vorlochdurchmessers, der Beschichtung und den Montageparametern [1–3, 9].

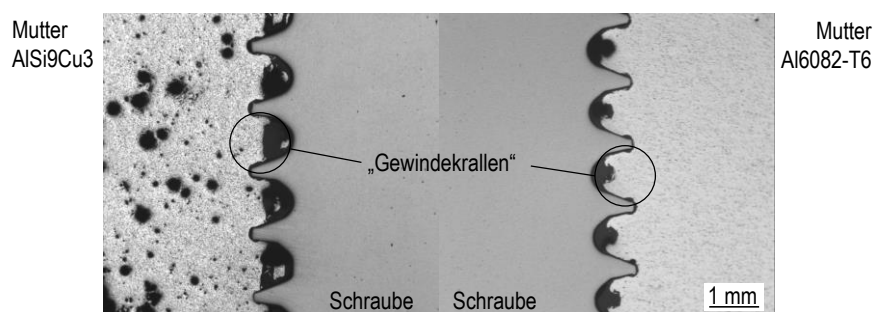


Abbildung 2.2: Beispiel der Gewindeausformung in Aluminiumdruckguss (links) und Aluminiumknetlegierung (rechts)

Durch die umformende Herstellung des Mutterngewindes resultiert eine Kaltverfestigung, die eine höhere Beanspruchbarkeit der Gesamtverbindung ermöglicht [1, 3, 18]. Gegenüber konventionell geschnittenen Mutterngewinden liegt zudem eine Selbsthemmung durch die größere Kontaktfläche zwischen Schraube und Mutter vor. Daraus geht eine erhöhte Sicherheit gegenüber dem selbsttätigen Losdrehen der Schraube hervor, so dass für die prinzipiell kraftschlüssige Schraubenverbindung aufgrund des Formschlusses größtenteils keine weiteren Sicherungselemente eingesetzt werden müssen [3, 19].

Die Anwendungsvielfalt für gewindefurchende Schrauben ist groß. Ein Anwendungsschwerpunkt liegt in der Automobilindustrie, in der gefurchte Fügeverbindungen zunehmend auch in tragenden Strukturen eingesetzt werden [2, 20]. Die Schraubenabmessungen liegen im Bereich M2 bis M16 [2] und stellen häufig anwendungsspezifische Lösungen dar. Die individuellen Anforderungen der verschiedenen Einsatzgebiete führen zu einem großen Portfolio an Gewindegeometrien, Oberflächen und Werkstoffen.

2.1.1 Gewindefurchende Schrauben und Normen

Eine Übersicht für Verbindungselemente der Direktverschraubung, gültige Normen und Anwendungsbereiche für das Gewindefurchen in Stahl, Leichtmetallen, Blechen oder Kunststoffen gibt das ICS-Handbuch [2], siehe **Abbildung 2.3**. Bohrschrauben, kaltformende Schrauben und fließlochformende Schrauben werden für das Fügen von Blechen ohne Vorloch eingesetzt. Derartige Schrauben sind mit speziellen Spitzengeometrien versehen, die das Mutternbauteil unter Aufbringung hoher Drehzahl und Axiallast durchdringen können. Gewindeformende Schrauben können in gewindefurchende Schrauben (DIN 7513 [21], 7516 [22]) und gewindefurchende Schrauben

(DIN 7501 [23], DIN 267-30 [24]) unterteilt werden. Die Montage erfolgt grundsätzlich in ein vorgefertigtes Vorloch. Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich gewindefurchende Schrauben untersucht.

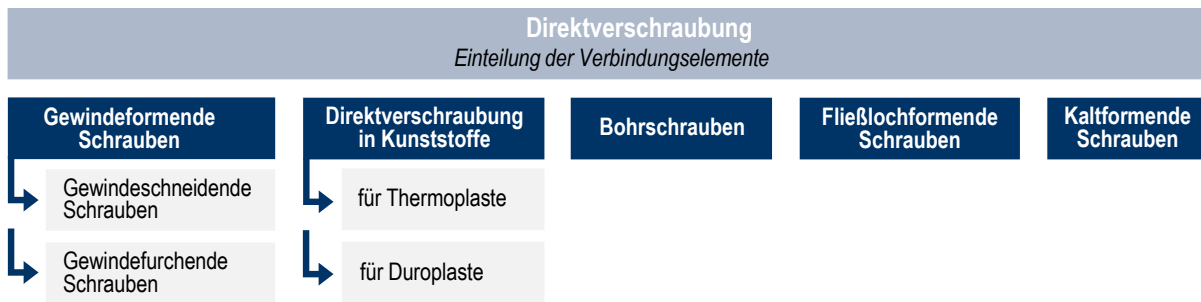


Abbildung 2.3: Einteilung der Verbindungselemente für die Direktverschraubung in Anlehnung an [2]

Gewindeformende Schrauben unterliegen hinsichtlich der geometrischen Gestaltung, mit Ausnahme der metrischen Kompatibilität nach DIN 267-30 [24] keiner normativen Restriktion. Die konstruktive Form des Gewindes ist individuell dem Hersteller überlassen. Daraus resultiert eine große Anzahl verschiedener Geometrien, beispielsweise mit kreisrundem oder trilobularem Schraubenquerschnitt, symmetrischer oder asymmetrischer Gewindeflanke und anderen geometrisch spezifischen anwendungsorientierten Lösungen (z. B. Radiusprofil [25]). Die Querschnittsform und die Gewindegeometrie variieren daher stark je nach Anwendungsbereich und Verbindungsaufgabe, was eine prägnante Abgrenzung gewindefurchender Schrauben gegenüber dem genormten metrischen Standardgewinde nach DIN 13 [26] darstellt. Die metrische Kompatibilität wird über die gleiche Gewindesteigung erreicht.

Der Gestaltung und Funktion der formgebenden Spitze wird für den Gewindefurchprozess eine übergeordnete Bedeutung zugeteilt. Mit dem schnellen Greifen der Schraube beim Ansetzen in das Vorloch beginnt der Einfluss auf das resultierende Furchmoment für die Ausformung des Gewindes. Herstellerabhängig nimmt die Stärke der Flanken über den in der Regel konisch zunehmenden Querschnitt der Spitze zu, so dass ein leichtes Anformen über scharfe Flanken möglich ist. [3] Die Verdrängung des Materials nimmt zu, bis der vollständige Gewindeflankenquerschnitt im Eingriff ist und das Material des umzuformenden Mutternbauteils maximal verdrängt. Der Anstiegswinkel bis zum Erreichen des vollen Querschnitts kann produktspezifisch stark variieren. DIN 267-30 [24] spezifiziert für den formgebenden Bereich eine Länge von $1,5 P \leq l_{tf} \leq 4 P$, siehe **Abbildung 2.4**.

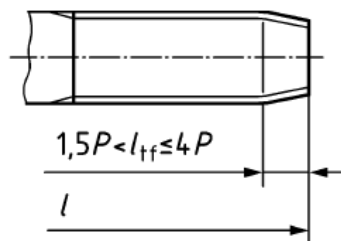


Abbildung 2.4: Länge des furchenden Bereichs l_{tf} nach DIN EN 267-30 mit P : Gewindesteigung, l : Nennlänge [24]

Die mechanischen Eigenschaften lehnen sich an die metrischen Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 [27] an. Für Fügeverbindungen mit Leichtmetallwerkstoffen werden in der Regel Schrauben im Vergütungszustand entsprechend der Festigkeitsklasse 10.9 eingesetzt. Für die umformtechnische Herstellung werden niedriglegierte Kohlen-

stoffstähle nach [28, 29] als Ausgangsmaterial gewählt. Die Festigkeitseigenschaften werden durch eine Vergütungsbehandlung eingestellt. Die Überprüfung der Funktionseigenschaften erfolgt anhand der durch DIN 267-30 vorgegebenen technischen Lieferbedingungen durch Einschraubversuche, Bruchdrehmomentversuche und der Überprüfung von Mindestbruchkräften. In der Praxis werden die Verbindungen zur weiteren Charakterisierung häufig durch Überdrehversuche (Torsion) und axiale Ausreißversuche bewertet. Der Einschraubversuch stellt die wichtigste Überprüfung zur Feststellung der „Eignung zum Formen eines Gegengewindes“ dar. Die Norm gibt Forderungen zur Durchführung des Versuchs, des zu verwendenden Vorlochdurchmessers, der Einschraubtiefe und der Festigkeit des Mutterwerkstoffs vor. Die ausreichende Festigkeit der Schraube ist gegeben, wenn das vorgegebene maximale Einschraubdrehmoment nicht überschritten wird und die Schraube nach dem Einschraubversuch unter 10-facher Vergrößerung keine bleibende Verformung aufweist. Für Anwendungen mit Mutterwerkstoffen höherer Festigkeiten (bis 950 MPa [3], z. B. hochfeste Bleche) werden einsatzvergütete Schrauben oder vergütete Schrauben mit partiell induktiv gehärteter Spitze verwendet [30]. In der Automobilindustrie sind einsatzvergütete Schrauben [31] aufgrund des erhöhten Risikos des wasserstoffinduzierten verzögerten Sprödbruchs häufig nicht zulässig [2]. Die Forderung der metrischen Kompatibilität ist durch die Reparaturverschraubung mit einer metrischen Schraube der Toleranzklasse 6h nach DIN ISO 965-1 [32] zu überprüfen. Beim Eindrehen der metrischen Schraube in das in die Prüfplatte vorgefurchte Gewinde darf das Einschraubdrehmoment maximal 50 % des nach DIN 267-30 zulässigen Einschraubdrehmoments der gewindefurchenden Schraube betragen.

Gewindefurchende Schrauben werden mit verschiedenen Oberflächenschutzsystemen eingesetzt. DIN 267-30 verweist für die Anforderungen an den Oberflächenschutz von galvanisch verzinkten Systemen auf DIN EN ISO 4042 [33] und von Zinklamellenbeschichtungen auf DIN EN ISO 10683 [34].

Neben den Anforderungen der Norm DIN 267-30 gibt es spezielle Unternehmensnormen beispielsweise von Ford, BMW, VW oder BOSCH, die teilweise höhere Anforderungen an die Schrauben definieren [9]. Dies bezieht sich insbesondere auf Anforderungen des Oberflächenschutzsystems. Neben der Spezifikation von Schichtdicken oder der Korrosionsbeständigkeit, die beispielsweise im Salzsprühnebeltest nach ISO 9227 [35] geprüft wird, gibt es spezielle Anforderungen und Einschränkungen bezüglich der Oberflächensysteme und zusätzlich zu verwendender Gleitmittel für die Einhaltung vorgegebener Drehmomentwerte. Aus den spezifischen Anforderungen ergibt sich ein hoher Aufwand für Schraubenhersteller und Zulieferer, um die individuellen Werknormen einzuhalten. DIN 267-30 empfiehlt eine geeignete Schmierung durch in den Oberflächenschutz integrierte Gleitmittel oder zusätzlich aufgetragene Schmierungssysteme. Die verwendeten Gleitmittelsysteme sind häufig wasserbasierte PE-Suspensionen, die als Trockengleitfilme mit additiven Spezialfeststoffen versehen zusätzlich auf die Schrauben aufgetragen werden [36]. Der Schichtaufbau von galvanischen Beschichtungen und Zinklamellensystemen variiert je nach Anforderungen und zeigt vielfältige Möglichkeiten der Konfiguration, **Abbildung 2.5**. Die möglichen Kombinationen von Zinklamellensystemen bestehend aus Grundbeschichtung (basecoat), Deckschicht (topcoat) und Schmiermittel (lubricant) sind in DIN EN ISO 10683 aufgeführt [34]. Weitere Anforderungen stellt der Verband der Automobilindustrie e. V. (VDA) z. B. bezüglich der Oberflächenschutzsysteme und des Korrosionsschutzes (VDA 233-102 [37]) oder der einzuhaltenden Reibungszahlen (VDA 235-101 [38]), die sich allerdings auf metrische Schrauben beziehen. Für gewindefurchende Schrauben können diese oft nicht direkt übertragen werden und gelten als Orientierung für Hersteller, um die Anforderungen zu erfüllen [9].

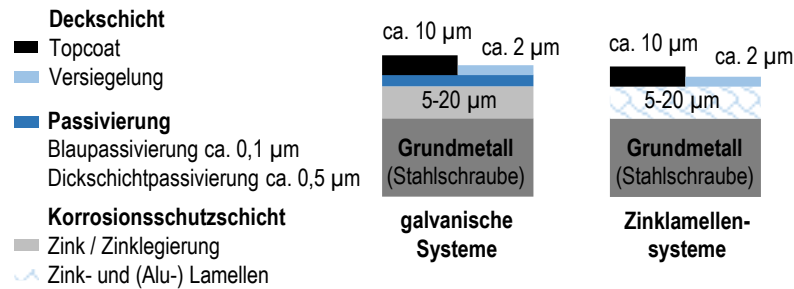


Abbildung 2.5: Aufbau von galvanischen Oberflächen (links) und Zinklamellensystemen (rechts) nach [39]

Für gewindefurchende Schrauben ergeben sich gegenüber ISO-metrischen Standardschrauben erhöhte Anforderungen an den Schichtaufbau und die Beständigkeit des Schichtsystems. Die Beanspruchungen während des Umformvorgangs stellen hohe Flächenpressungen und Scherbelastungen infolge der rotatorischen Bewegung dar. Für eine hohe Prozesssicherheit in Form konstant niedriger Einschraubdrehmomente muss eine druckfeste Oberfläche und ein fest anhaftender Gleitfilm vorausgesetzt werden [40]. Die Validierung erfolgt in der Regel in anwendungsbezogenen Verschraubungsversuchen an Originalbauteilen.

2.1.2 Konstruktive Auslegung

Für den Festigkeitsnachweis von Schraubenverbindungen mit gefurchem Gewinde gibt es keine etablierte Berechnungsgrundlage. In der Praxis erfolgt die Auslegung häufig analog zu den metrischen Schrauben nach der VDI-Richtlinie 2230 [6], die sowohl die geometrischen Besonderheiten der Schrauben sowie die resultierenden spezifischen Eigenschaften der Verbindungen mit gefurchem Mutterngewinde nicht berücksichtigt. Die Gestaltung von direktverschraubten Verbindungen erfolgt deshalb anhand der experimentell ermittelten Montagesicherheit, die aufwendig an Originalbauteilen bestimmt wird. Der Schraubkanal ΔM als Differenz zwischen dem erforderlichen Einschraubdrehmoment M_E und dem Versagemoment M_V bzw. dem Überdrehmoment $M_{\bar{U}}$ wird durch konstruktive Gestaltung des Vorlochdurchmessers d_{VL} und der Einschraubtiefe t_E bestimmt. Hierbei wird eine möglichst große Differenz angestrebt. Das Versagen der Verbindung tritt bei maximaler Vorspannkraft $F_{V \max}$ und maximalem Drehmoment $M_{\max} = M_{\bar{U}}$ auf, **Abbildung 2.6**.

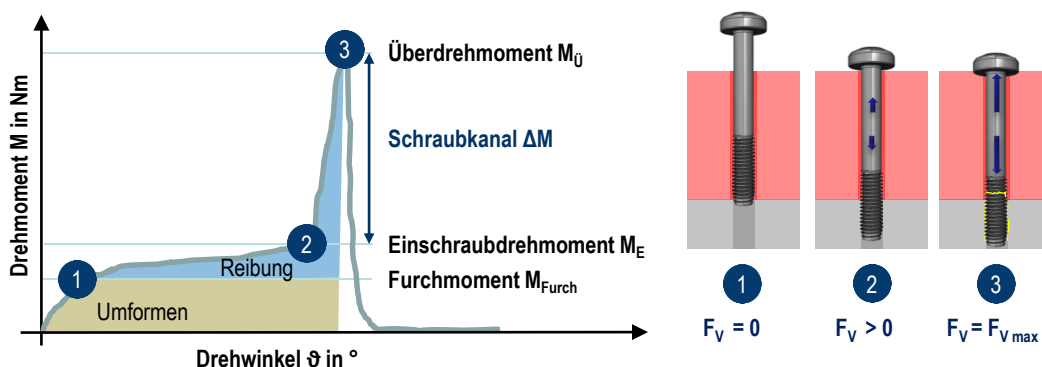


Abbildung 2.6: Einschraubkurve beim Gewindefurchen mit Furch-, Einschraub- und Überdrehmoment

Der Drehmomentverlauf beim Überdrehversuch kann durch die dargestellten Punkte 1 bis 3 beschrieben werden. Das Furchmoment M_{Furch} beschreibt das Gewindeformen (Punkt 1), bis die Furchspitze vollständig eingeschraubt ist. Bis zum Erreichen der Kopfauflage (Punkt 2) wird das Mutterngewinde über die vollständige Einschraubtiefe

ausgeformt, was die Höhe des Einschraubdrehmoments M_E bestimmt. In den bereits geformten Gewindegängen entsteht zusätzlich Reibung, wodurch das Moment zwischen Punkt 1 und 2 zunehmend ansteigt. Ab dem Erreichen der Kopfauflage beginnt der Aufbau der Vorspannkraft in der Schraube und die zu verspannenden Bauteile werden mit einer Klemmkraft zusammengedrückt. An Punkt 3 wird die Festigkeit der Schraube oder des Mutterngewindes überschritten, was zum Versagen der Verbindung führt. Die Vorspannkraft und das auftretende Moment sind an dieser Stelle maximal. Je größer der Schraubkanal ist, desto prozesssicherer kann die Montage, z. B. auf ein definiertes Anzugsmoment, durchgeführt werden. Abhängig von der Wahl der konstruktiven Parameter erfolgt Schraubenbruch oder Mutterngewindeabstreifen in Form eines Überdrehens. Kleine Vorlochdurchmesser und hohe Einschraubtiefen ($t_E > 2x_d$) führen zunehmend zum Bruch der Schraube [41]. [1]

Der Drehmomentverlauf und die Höhe des Einschraubdrehmomentes können u. a. abhängig von Fertigungstoleranzen der Schraube und des Vorlochdurchmessers, der Werkstoffpaarung (Schraube-Mutter) und dem Oberflächenzustand der Schraube sehr stark variieren [2]. Für die sich einstellende Vorspannkraft ist somit eine Abstimmung der gesamten Baugruppe erforderlich [9]. Das Anziehdrehmoment wird häufig bei 50 % des verfügbaren Schraubkanals platziert. Für metrische Schrauben ist der Zusammenhang zwischen Anziehdrehmoment und Vorspannkraft unter Berücksichtigung der Verlustmomente durch die Gewinde- und Unterkopfreibung nach **Gl. 2.1** [6] beschrieben.

$$M_A = F_V \cdot \left[0,159 \cdot P + 0,577 \cdot d_2 \cdot \mu_{th} + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_b \right] \quad \text{Gl. 2.1}$$

mit M_A : Anziehdrehmoment, F_V : Vorspannkraft, P : Gewindesteigung, d_2 : Flankendurchmesser, μ_{th} : Gewindereibungszahl, D_{Km} : Kopfreibdurchmesser, μ_b : Kopfreibungszahl

Für GfS kann der analytische Zusammenhang nur als Annäherung für Durchschraubverbindungen übertragen werden und erfordert ggf. eine Anpassung bezüglich der spezifischen Gewindegeometrie gegenüber dem genormten ISO-metrischen Gewinde. Bei Einschraubverbindungen wird beim Weiterdrehen nach Erreichen der Kopfauflage weitere Umformarbeit der Furchspitze geleistet, die über den für metrische Schrauben vorliegenden Zusammenhang nicht berücksichtigt wird.

In der Praxis werden deshalb kostenintensive Verschraubungsversuche mit Vorspannkraftmessung, z. B. unter Verwendung von Piezo-Krafttringsensoren oder mittels Ultraschallmessung durchgeführt. Einen Auslegungsansatz zur Ermittlung der Vorspannkraft von gewindefurchenden Schrauben aus Stahl und Aluminium für die Anwendung in Aluminium- und Magnesiummutterwerkstoffen gibt HINTEREGGER in [20], der auf einem empirisch ermittelten Datensatz basiert und nur für eine spezifische Verschraubung gültig ist.

Die Funktion des Bauteils wird maßgeblich durch die verbleibende Restvorspannkraft bestimmt, die unter Berücksichtigung des Setzverhaltens, der auftretenden Betriebslasten und ggf. einer Temperaturbelastung vorliegt. Diese ist neben dem Relaxations- und Kriechverhalten der Werkstoffe von der verfügbaren Flankenüberdeckung abhängig, weshalb für die konstruktive Auslegung einer Schraubenverbindung mit geformtem Gewinde insbesondere der Vorlochdurchmesser d_{VL} und die Einschraubtiefe t_E maßgeblich sind. Beide Größen werden produkt- und anwendungsspezifisch und abhängig von den zu übertragenden Lasten gewählt. Herstellerabhängig gibt es für die unterschiedlichen Querschnittsformen und Geometrien der Anformbereiche konkrete Angaben für die jeweiligen Produkte. Für einsatzgehärtete Schrauben der Abmessungen M2,5 bis M10 nach DIN 7500-1 [23] gibt DIN 7500-2 [42]

Richtwerte für Lochdurchmesser abhängig vom Einschraubwerkstoff und der Einschraubtiefe an. Die resultierende Flankenüberdeckung und die Einschraubtiefe bestimmen das Betriebsverhalten maßgeblich, insbesondere die statische Festigkeit, die durch den Ausreißversuch bestimmt werden kann. Die Tragfähigkeit ineinandergreifender Gewinde bei zügiger Beanspruchung kann für ISO-metrische Gewinde mittels der Theorie der Scherzylinder berechnet werden [4, 6]. Bei gewindefurchenden Schraubenverbindungen ist zu berücksichtigen, dass eine spielfreie Verbindung und eine radiale Verklemmung der Schraube durch das Rückfedern nach einer elastischen Aufweitung des Kernlochs vorliegen. Aus dem Umformprozess resultieren eine lokale hohe Kaltverfestigung des Mutterwerkstoffs und eine große Flankenüberdeckung von Schrauben- und Muttergewinde, was zu einer hohen Festigkeit des Muttergewindes führt. Eine Bewertung der Gewindeausformung erfolgt über ein metallografisches Schliffbild. Der von SIEBERT [43] eingeführte Traganteil ist ein Ansatz den Ausformgrad zu quantifizieren. Der Traganteil beschreibt das Verhältnis der maximalen radialen Ausprägung des gefurchten Gewindes zur maximal möglichen Ausformung, die durch den Kerndurchmesser der Schraube bestimmt ist, siehe **Gl. 2.2** in **Abbildung 2.7**.

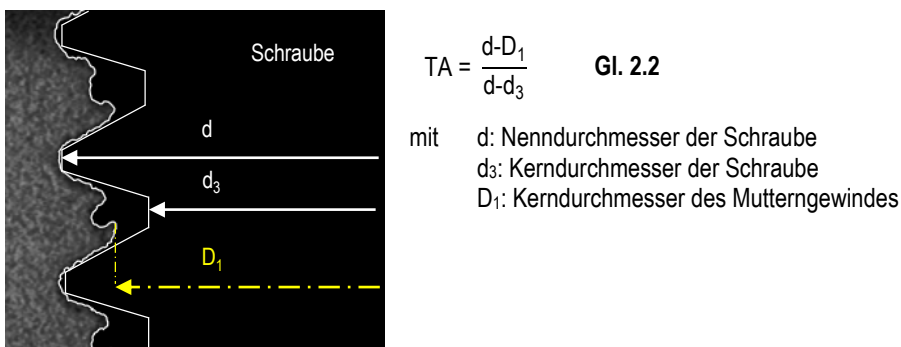


Abbildung 2.7: Bestimmung des Traganteils [44]

Die Menge des verdrängten Materials hängt von der Dimension des Vorlochdurchmessers ab. Je kleiner das gewählte Vorloch, desto größer ist der Traganteil. Bei zu kleinem Vorlochdurchmesser kann für große Einschraubtiefen ($t_E > 2,5 \times d$) Schraubenbruch durch die mit der Kontaktfläche ansteigenden Torsionsbeanspruchung eintreten.

2.2 Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen

Die Lebensdauer einer Schraubenverbindung hängt von einer Vielzahl von Faktoren ab. Über die Hälfte aller Schadensfälle von Schraubenverbindungen werden auf Ermüdungsbrüche zurückgeführt [45]. Insbesondere bei ermüdenden Beanspruchungen, die aufgrund der hohen Kerbwirkung entscheidend für die Betriebsfestigkeit sind, überlagern sich viele Einflüsse. Die hohe Kerbwirkung resultiert grundsätzlich aus dem Gewinde und den scharfen Querschnittsübergängen wie z. B. Kopf-Schaft oder Schaft-Gewindeauslauf. Das Versagen bei ermüdender Belastung erfolgt am Ort der höchsten Spannungskonzentration, die neben der Geometrie zusätzlich aus den Krafteinleitungsbedingungen bestimmt wird [46]. Die maximale Spannungsüberhöhung liegt im ersten lastübertragenden Gewindegang, in dem die Umlenkung des Kraftflusses vom Schraubengewinde in das Muttergewinde erfolgt. Sie ist nicht nur eine Funktion der Kerbform, sondern hängt von der Lastübertragung und der Lastverteilung ab. So wurde neben der Kerbformzahl ($\alpha_k = \sigma_{\max} / \sigma_{\text{nenn}}$) der kräftegebundene Kerbfaktor α_k^* eingeführt, der die im lastübertragenden Gewinde ca. 4-10-fach erhöhte Spannung beschreibt [4, 46]). Schrauben können dadurch nur relativ geringe Schwingkräfte übertragen. Die Beanspruchbarkeit unter zyklischer Belastung ist reduziert auf teilweise

unter 10 % der statischen Beanspruchbarkeit [4]. Die Reduzierung der Ermüdungsfestigkeit wird durch die Kerbwirkungszahl β_k , als Verhältnis der Ermüdungsfestigkeit ungekerbter zu gekerbter Probe beschrieben ($\beta_k = 2-8$) [4, 46]. Eine Verbesserung der Ermüdungsbeanspruchbarkeit kann beispielsweise durch die Optimierung der Schraube selbst erfolgen oder in dem über das Nachgiebigkeitsverhältnis von Schraube und den zu verspannenen Platten, die aufzunehmende Schraubenzusatzkraft infolge der Betriebslast reduziert wird. Beispielsweise kann durch den Einsatz von Dehnschaftschrauben mit höherer Nachgiebigkeit die Zusatzlast signifikant reduziert werden [4, 6]. An praktischer Bedeutung schien in der Vergangenheit der Fokus auf die **Gewindefertigung** und die **konstruktive Gestaltung** gerichtet [4, 47]. Bedeutsam waren u. a. die Arbeiten von THOMALA [45, 47, 48], die zentrale Inhalte des Buches „Schraubenverbindungen“ [4] und der Bemessungsrichtlinie VDI 2230 [6] sind. Er führte die ersten systematischen Untersuchungen mit definierten Parametern seitens Werkstoff, Schrauben- und Gewindeherstellung und definiertem Oberflächenzustand durch [47]. Der Schwerpunkt dieser Untersuchung lag auf dem Größeneinfluss, der Festigkeit sowie der Gewindefertigung. Zudem wurden Vorspannkraft, überelastisches Vorspannen, Randschichtzustände und Schmierzustände bewertet, was u. a. in den Arbeiten von SCHNEIDER [49] und DÜNKEL [50] weiter aufgegriffen wurde.

Im Folgenden werden die wichtigsten Ergebnisse verschiedener Arbeiten zur Ermüdungsfestigkeit von Schraubenverbindungen zusammengefasst und aktuell angewendete Bemessungskonzepte zur Lebensdauerberechnung unter zyklischer Belastung betrachtet.

2.2.1 Einflussfaktoren auf die Ermüdungsfestigkeit

Die Untersuchungen der Ermüdungsfestigkeit von Schraubenverbindungen finden ihr historisches Fundament am Institut für Werkstoffkunde der Technischen Universität Darmstadt. Arbeiten von WIEGAND [51], SCHNEIDER [49], THOMALA [47], DÜNKEL [50] oder WEBER [52] stehen exemplarisch für die gehaltvollen Arbeiten des 20. Jahrhunderts. In Anlehnung an THOMALA [47] sind in **Abbildung 2.8** die wichtigsten einflussnehmenden Größen auf die Ermüdungsfestigkeit dargestellt.

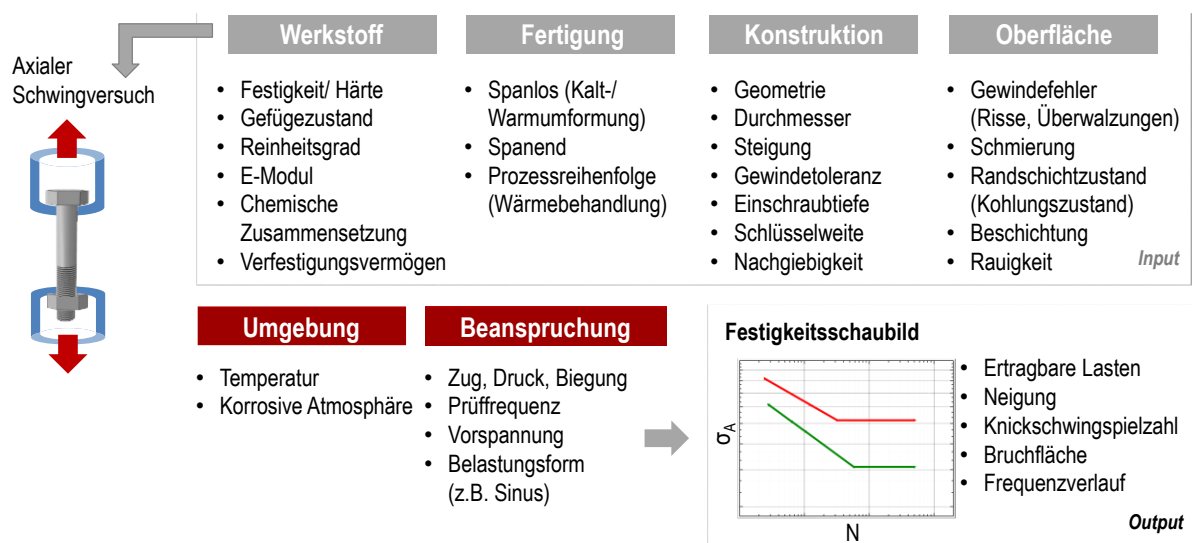


Abbildung 2.8: Einflussfaktoren auf die Ermüdungsfestigkeit in Anlehnung an Dissertation THOMALA [47]

Maßnahmen zur Verbesserung beziehen sich größtenteils auf eine Reduzierung der hohen Beanspruchung im ersten tragenden Gewindegang [4]. In verschiedenen Arbeiten ist die von THOMALA bereits 1978 experimentell bestimmte Spannungsverteilung noch heute Gegenstand der internationalen Forschung. Mit Unterstützung der numerischen Simulation sind konstruktive Optimierungen an der Schraube (z. B. Reduzierung des Schaftdurchmessers) und die Gestaltung der Mutter Inhalt von Verbesserungsansätzen, um die lasteinleitungsabhängigen Kerbfaktoren zu reduzieren und die resultierende Spannungsverteilung zu verbessern [53–55].

Um die **Lastverteilung** im Gewinde zu homogenisieren und die Spannungskonzentration im ersten lastübertragenden Gewindegang zu reduzieren, wird die Verwendung von Muttern mit niedrigem E-Modul empfohlen [4, 56]. WIEGAND [51] untersuchte den Einfluss des **Mutternwerkstoffs** und der **Mutternhöhe** auf die Beanspruchbarkeit der Schraube an einer Beispielverbindung M22x1,5. Gegenüber der Prüfung mit Stahlmuttern ($m = 0,6x_d$) konnten bei Prüfung mit geringer Mittelspannung ($\sigma_m = 150 \text{ MPa}$) mit höheren Muttern ($m = 1,0x_d$) aus Aluminium und Gusseisen um ca. 20 % höhere Wechselfestigkeiten bestimmt werden. Die Reduzierung der Mutternfestigkeit um ca. zwei Drittel gegenüber der Festigkeit der Schraube führt bereits zu einer Verbesserung der Ermüdungsbeanspruchbarkeit [51].

Die **Gewindetoleranz** hat nur einen geringen Einfluss auf die Spannungskonzentration und wirkt sich deshalb nur wenig auf die Ermüdungsfestigkeit aus [4].

THOMALA untersuchte in Tastversuchen den **Schmierungseinfluss** an mit Paraffin gefetteten Schrauben gegenüber entfetteten und gebeizten Schrauben [47]. Die um 10 % verschlechterte Ermüdungsfestigkeit der nicht geschmierten Schrauben führt er auf erschwerte Wechselgleitungen zwischen Schrauben- und Mutterngewinde zurück, die eine erhöhte Beanspruchung im Gewindegrund bewirken.

Die Prozessreihenfolge der **Gewindefertigung** hat großen Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit. Schlussgewalzte Schrauben, für die die Gewindefertigung, abgesehen von möglichen Beschichtungen, den letzten Prozessschritt darstellt, der nach der Wärmebehandlung erfolgt, führen zu stark verbesserten Lebensdauern unter ermüdender Beanspruchung [47, 49]. Die zugrundeliegenden Mechanismen werden auf eine Behinderung von Versetzungsbewegungen infolge der Kaltverfestigung und auf fertigungsinduzierte Druckeigenstressungen zurückgeführt. Vergleichende Versuche zeigen die größere Wirkung von Druckeigenstressungen gegenüber randschichtverfestigter Bauteile. THOMALA [47] untersuchte in diesem Zusammenhang den Einfluss der **Vorspannkraft** und SCHNEIDER [49] u. a. die Art der Aufbringung der Vorspannkraft für Schraube-Mutter-Verbindungen (M10), um die **Mittellastabhängigkeit** schlussvergüteter und schlussgewalzter Schrauben zu bewerten. Für schlussvergütete Schrauben, ohne den Einfluss von fertigungs- oder lastinduzierten Druckeigenstressungen, ist die Ermüdungsbeanspruchbarkeit unabhängig von der Höhe der Vorspannung [4, 6]. Nach THOMALA [47] liegt eine Beeinflussung der Traglastverteilung vor, die mit zunehmender Höhe der Vorspannung günstiger ist, jedoch keinen Einfluss auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit hat, da infolge der hohen Kerbwirkung bereits für geringe Vorspannkraften örtliches Werkstofffließen einsetzt. Der resultierende Gesamtbeanspruchungszustand nimmt deshalb mit steigender Vorspannkraft nicht zu, worin die **Mittellastunabhängigkeit** begründet sei. SCHNEIDER [49] beobachtet hingegen einen Abfall der Ermüdungsbeanspruchbarkeit für hohe Vorspannkraften ($F_m = 0,9 \cdot F_{0,2}$) um ca. 25-30 % gegenüber der Beanspruchbarkeit im Bereich kleiner Vorspannkraften ($F_m = 0,2-0,6 \cdot F_{0,2}$). Für schlussgewalzte Schrauben, die für kleine Mittellasten um 40 bis 100 % höhere Beanspruchbarkeiten als schlussvergütete Schrauben zeigen, liegt eine starke

Mittellastabhängigkeit vor. Infolge der fertigungsbedingten Druckeigenspannungen fällt die Beanspruchbarkeit mit zunehmender Vorspannung stark ab, die sich für überelastische Vorspannungen sogar bis auf das Beanspruchungsniveau schlussvergüteter Schrauben reduzieren kann [49].

Hohe Zusatzbeanspruchungen schwingender Betriebslasten können durch hohe Vorspannkräfte kompensiert werden. In der industriellen Praxis werden Schraubenverbindungen deshalb und aufgrund der geringeren Streuung der **Vorspannkraft** zunehmend **überelastisch** montiert. CORNELIUS et al. zeigten, dass die überelastische Vorspannung zu einer Abnahme der Ermüdungsfestigkeit führt [57], insbesondere für den Mehrfachanzug. ILLGNER und BEELICH [58] berichten von Verbesserungen der Ermüdungsfestigkeit von bis zu 100 %, wenn die Schrauben vor der Durchführung des Dauerschwingversuchs bis $F_{0,2}$ vorbeansprucht werden und anschließend bei einem Mittellastniveau von $0,75 \cdot F_{0,2}$ geprüft werden (Abmessung M10x60-8.8 und -10.9). THOMALA führte Versuche durch, die unterschiedlich hoch überelastisch vorbeansprucht wurden und auf $0,25 \cdot F_{0,2}$ und $0,6 \cdot F_{0,2}$ zurückentlastet wurden (Abmessung M6x50-8.8 und -12.9) [47]. Für die niedrige Ausnutzung der Streckgrenze werden Verbesserungen von 41 und 46 % erzielt, bei 60 % Ausnutzung der Streckgrenze ist weder eine positive noch eine negative Wirkung gegeben. Die Verbesserung wird auf eine optimale Kräfteverteilung sowie lastinduzierte Druckeigenspannungen durch eine inhomogene elastisch-plastische-Verformung der Schraube zurückgeführt. Aus der starken Mittellastabhängigkeit schließt THOMALA, dass die geänderte Lastverteilung den lastinduzierten Druckeigenspannungen untergeordnet ist. In einer späteren Veröffentlichung [48] erzielt THOMALA ebenfalls Verbesserungen im Bereich von 100 % bei einer geprüften Mittellast von 70 % Ausnutzung der Streckgrenze $F_{0,2}$ (Abmessung M10x60-10.9). SCHNEIDER [49] hat zur Validierung eigene Versuche mit M10-Schrauben FK10.9 durchgeführt und kann bei axialer Entlastung nach überelastischer Vorbelastung auf ein Mittellastniveau von $0,6 \cdot F_{0,2}$ ähnliche Verbesserungen wie ILLGNER und THOMALA bestätigen. Zudem prüft SCHNEIDER eine Versuchsreihe, die nach der überelastischen Vorbelastung vollständig entlastet wird und anschließend auf das zu prüfende Mittellastniveau belastet wird. Für diese Versuchsreihe kann keine Verbesserung der Ermüdungsfestigkeit festgestellt werden, weshalb SCHNEIDER die Verbesserung nur auf die geänderte Lastverteilung und nicht auf lastinduzierte Druckeigenspannungen zurückführt. Die verbesserte Spannungsverteilung geht verloren, wenn die Verbindung entlastet wird und die Gewindepaarung sich löst. Deshalb erreicht man bei Wiederbelasten nur das Niveau wie bei elastischer Vorspannung. Um den Bedingungen der Praxis gerechter zu werden hat SCHNEIDER die Lastaufbringung nicht axial, sondern über Torsion aufgebracht. Wird die Schraube mit Torsion angezogen, wird hier sogar ein höheres Beanspruchungsniveau erreicht, das auf verbesserte Kontaktflächen und eine Aufweitung der Mutter durch die wirkenden Radialkräfte zurückgeführt wird. SCHNEIDER beobachtet, dass keine Übertragbarkeit für die Praxis gegeben ist, da die Verbesserung nur eintritt, wenn die überelastisch vorbelastete Verbindung die Lage der gepaarten Flanken zueinander nicht ändert.

Der **Größeneinfluss** lässt sich durch eine abnehmende Beanspruchbarkeit mit zunehmender Abmessung der Schrauben beschreiben. Er wird unterteilt in technologische, spannungsmechanische, statistische und oberflächentechnische Ursachen [59]. Mit zunehmender Kerbschärfe, ausgedrückt durch das Durchmesser-Steigungs-Verhältnis d/p , nimmt die Ermüdungsbeanspruchbarkeit ab [4].

2.2.2 Festigkeitsnachweiskonzepte

Nennspannungsbasierte Konzepte

Die Berechnung von Schraubenverbindungen unter statischer und zyklischer Beanspruchung erfolgt im Maschinenbau für die Großzahl an Anwendungen nach der **Bemessungsrichtlinie VDI 2230** mithilfe des Nennspannungskonzeptes [6]. Das Nennspannungskonzept basiert auf der Annahme einer konstanten Beanspruchung im gesamten Bauteilquerschnitt. Unabhängig von der Bauteilgeometrie berechnet sich die Nennspannung aus dem Verhältnis einer im Flächenschwerpunkt angreifenden Normalkraft bezogen auf den Nennquerschnitt. Für Schrauben ist der Spannungsquerschnitt A_s die maßgebliche Bezugsfläche [4]. Kerb- und Stützwirkungseffekte sowie Werkstoff- und Fertigungseinflüsse werden durch am Bauteil abgeleitete Wöhlerkennlinien berücksichtigt [60]. Nach VDI 2230 wird die ertragbare Nennspannungsamplitude für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von $P_U = 50\%$ für schlussvergütete Schrauben nach **Gl. 2.3** und schlussgewalzte Schrauben nach **Gl. 2.4** abgeschätzt.

$$\sigma_{ASV50} = \left(\frac{150}{d} + 45 \right) \quad \text{ertragbare Spannungsamplitude für schlussvergütete Schrauben (SV)} \quad \text{Gl. 2.3}$$

$$\sigma_{ASG} = \left(2 - \frac{F_{Sm}}{F_{0,2}} \right) \cdot \sigma_{ASV} \quad \text{ertragbare Spannungsamplitude für schlussgewalzte Schrauben (SG)} \quad \text{Gl. 2.4}$$

Der hyperbelförmige Zusammenhang der ertragbaren Nennspannungsamplitude mit dem Nenndurchmesser der Schraube beruht auf empirisch ermittelten Daten. Für schlussgewalzte Schrauben wird die ertragbare Nennspannungsamplitude in Abhängigkeit der Vorspannkraft abgeschätzt. Beim Erreichen der Streckgrenze sind die Druckeigenstressungen theoretisch aufgehoben und die abgeschätzte Ermüdungsfestigkeit erreicht das Niveau einer schlussvergüteten Schraube.

Der **Einfluss des Oberflächensystems** auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit in Wechselwirkung mit dem Grundwerkstoff wird u. a. in den Arbeiten von WEBER [52] und SIMONSEN [61] dargestellt. Der negative Einfluss einer Feuerverzinkung findet in der VDI-Richtlinie Berücksichtigung durch eine Abminderung der nach **Gl. 2.3** berechneten dauerhaft ertragbaren Spannungsamplitude um 20 %. Für blanke Schrauben, galvanische Oberflächen und Zinklamellensysteme erfolgt die Abschätzung nach **Gl. 2.3**. Für die geometrische Besonderheit von HV-Garnituren (niedrigere Mutternhöhe) wird zusätzlich 10 % Abminderung vorgegeben [6]. Für austenitische Stähle und Schrauben aus Nichteisenmetallen wird auf weitere Literatur [62] verwiesen.

Im Bauwesen findet der **Eurocode 3** [8] als nennspannungsbasierter Nachweis von Tragwerken und Baukomponenten Anwendung. Basierend auf Bemessungswöhlerlinien erfolgt eine Abschätzung der Beanspruchbarkeit. Darunter fällt auch die Auslegung von Schraubenverbindungen, die unterschiedlichen Kerbfallklassen zugeordnet werden (z. B. für axial belastete Schrauben Kerbfallklasse 50). Für die Bewertung feuerverzinkter Schrauben wird von SIMONSEN [61] die Abminderung um einen Kerbfall vorgeschlagen.

Eine weitere Möglichkeit für den Festigkeitsnachweis mit Nennspannungen stellt die **FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“** (Kapitel 2) [63] dar, die für die Bemessung von allgemeinen Maschinenbauteilen entwickelt wurde und explizit den Werkstoffeinfluss berücksichtigt. Der Kerbeinfluss wird nur durch die geometrische Form der Schraube berücksichtigt, jedoch nicht der Gewindeeingriff zwischen Schraube und Mutter. Die Bewertung entspricht somit nur der Beanspruchung einer freien Kerbe, weshalb diese Vorgehensweise für Schraubenverbindungen nicht angewendet werden sollte [64].

Die Berücksichtigung von Eigenspannungszuständen oder lokal gradierten Werkstoffeigenschaften, wie sie z. B. bei überelastisch vorbelasteten Proben oder beim Gewindefurchen durch die prozessbedingte Umformung entstehen, ist mit nennspannungsbasierten Konzepten nicht möglich. Für die Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von Schraubenverbindungen erfolgt dann der Übergang zu werkstoffbasierten und lokalen Konzepten [65, 66].

Örtliche Bemessungskonzepte

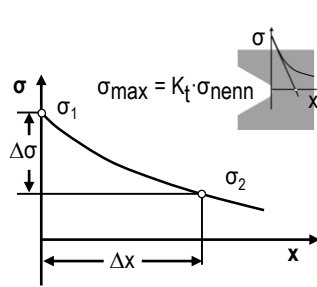
Gegenüber dem Nennspannungskonzept, das eine konstante Beanspruchung im definierten Nennquerschnitt annimmt, berücksichtigen örtliche Bemessungskonzepte die infolge der Kerbwirkung auftretende lokale Spannungsüberhöhung. Die Beanspruchbarkeit wird mithilfe von zyklischen Werkstoffkennwerten bewertet. Man unterscheidet den Nachweis mit örtlichen elastisch berechneten Spannungen (Kerbspannungskonzept) und das Kerbdehnungskonzept (auch Örtliches Konzept) unter Berücksichtigung des elastisch-plastischen Materialverhaltens.

Die **FKM-Richtlinie** [63] führt in Kapitel 4 den Nachweis mit **örtlich auftretenden elastisch berechneten Spannungen**. Über die Werkstoffwechselfestigkeit und unter Berücksichtigung eines Konstruktionsfaktors (beinhaltet u. a. Kerbwirkung, Oberflächenbeschaffenheit und Stützwirkung), wird die Bauteilwechselfestigkeit für das Spannungsverhältnis $R = -1$ abgeleitet. Für andere Spannungsverhältnisse muss über einen Mittelspannungsfaktor die berechnete Bauteilwechselfestigkeit umgerechnet werden, um unter Berücksichtigung der örtlichen elastisch berechneten Spannungen die Bemessungswöhlerlinie abzuleiten. In der FKM-Richtlinie wird darauf hingewiesen, dass die Anwendbarkeit der Richtlinie nicht gilt, wenn wie für Schraubenverbindungen spezielle Regelwerke vorliegen. SCHNEIDER [64] bestätigt diese Aussage und zeigt, dass die Anwendung dieser Richtlinie für Schraubenverbindungen zu einer Überschätzung der Ermüdungsfestigkeit führt.

Beim **Kerbdehnungskonzept** (Örtliches Konzept) wird für **elastisch-plastisches Materialverhalten** die örtliche Beanspruchung an der höchst beanspruchten Stelle bestimmt. Das Konzept beruht auf der Übertragung von Werkstoffkennwerten, die an einachsig zyklisch belasteten ungekerbten Werkstoffproben abgeleitet werden, auf die am Bauteil örtlich auftretenden Spannungs-Dehnungs-Hysteresen. Eingangsdaten für die Berechnung sind zur Beschreibung des Werkstoffs die zyklische Spannungs-Dehnungskurve (z. B. nach Ramberg-Osgood) und für die Bewertung der Schädigung die Dehnungswöhlerlinie für das Spannungsverhältnis $R = -1$ (Coffin-Manson-Morrow). Auf der Beanspruchungsseite gehen die Bauteilgeometrie und die Last-Zeit-Funktion als Eingangsgrößen in die Bewertung ein. Die Bestimmung der örtlichen Beanspruchung erfolgt über eine Finite-Elemente-Simulation oder z. B. über das Näherungsverfahren nach Neuber [67], das auf Basis des elastischen Materialverhaltens und dem zyklischen Werkstoffgesetz auf die örtlichen Beanspruchungen über die Kerbformzahl schließt.

Da die kerbbedingte Spannungsüberhöhung nur Teilbereiche maximal beansprucht, resultiert aus den benachbarten geringer beanspruchten Bereichen eine Stützwirkung. Eine etablierte Beschreibung der Stützwirkung ist das Modell nach SIEBEL und STIELER [68], das auch in der FKM-Richtlinie Anwendung findet. Die Stützziffer n_σ bewertet die lokale Spannungskonzentration durch den bezogenen Spannungsgradienten G_σ (Gl. 2.5 und Gl. 2.6), der das Gefälle der elastisch berechneten inhomogenen Spannungsverteilung von der Kerbe in Richtung des Bauteilinneren beschreibt, **Abbildung 2.9**.

Die Stützziffer n_σ kann weiter über das Verhältnis der Spannungsüberhöhung (K_t) und dem tatsächlichen Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit in Form der Kerbwirkungszahl (K_f) nach **Gl. 2.7** beschrieben werden.



$$G_\sigma = \frac{1}{\sigma_{\max}} \cdot \left(\frac{d\sigma}{dx} \right)_{\max} = \frac{1}{\sigma_1} \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\Delta x} \quad \text{nach FKM [63]} \quad \text{Gl. 2.5}$$

$$n_\sigma = 1 + \sqrt[4]{G_\sigma \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(a_G + \frac{R_m}{b_G \cdot \text{MPa}}\right)} \quad \text{für } 1 \text{ mm}^{-1} < G_\sigma \leq 100 \text{ mm}^{-1} \quad \text{Gl. 2.6}$$

mit $a_G = 0,5$ und $b_G = 2700$ für Stahl nach FKM [63]

$$n_\sigma = \frac{K_t}{K_f} \quad \text{Gl. 2.7}$$

mit K_f (auch β_k): Kerbwirkungszahl, K_t (auch α_k): Kerbformzahl

Abbildung 2.9: Bezogenes Spannungsgefälle G_σ nach [63]

Die Bewertung der Schädigung der einzelnen örtlichen Schwingspiele wird mithilfe der Werkstoffdehnungswöhlerlinie durchgeführt. Die mittelspannungsbehaftete Bauteilbeanspruchung muss dazu in eine äquivalente mittelspannungsfreie Beanspruchung umgerechnet werden. Diese Bewertung kann zum Beispiel mit dem Schädigungsparametern P_{SWT} nach SMITH, WATSON und TOPPER nach **Gl. 2.8** durchgeführt werden [69].

$$P_{\text{SWT}} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m) \cdot \varepsilon_a \cdot E} \quad \text{Gl. 2.8}$$

mit σ_a : örtliche Spannungsamplitude, ε_a : örtliche Dehnungsamplitude, σ_m : örtliche Mittelspannung, E : Elastizitätsmodul

Die Stützwirkung kann nach Seeger [70] auf der Beanspruchbarkeitsseite durch Multiplikation der Stützziffer mit der Werkstoffbeanspruchbarkeit berücksichtigt werden. Dadurch erfolgt eine Erhöhung der Werkstoffwöhlerlinie. Über den Vergleich der Schädigungswöhlerlinie des Werkstoffs mit der abgeleiteten örtlichen Schädigung der maximal beanspruchten Stelle erfolgt letztlich die Abschätzung der Lebensdauer.

Ein anderer Schädigungsparameter zur Bewertung ist P_J nach VORMWALD [71]. P_J basiert auf bruchmechanischen Ansätzen, die das Rissöffnungs- und Riss-schließverhalten von kurzen Rissen beinhalten. SCHNEIDER zeigte in [64], dass auf Basis des Örtlichen Konzepts eine rechnerische Vorhersage von Schraube-Mutter-Verbindungen mit P_J und P_{SWT} möglich ist. Aufgrund der Mittelspannungsabhängigkeit von P_{SWT} liegt eine hohe Anforderung an die Eingangsdaten des Materialmodells vor, um die statische Oberspannung σ_o als Ausgang für die Bewertung der zu berechnenden Hysterese korrekt zu bestimmen. Für die Berechnung mit P_J hängt die Bewertung nur von der Dehnungsamplitude ab und es werden genauere Berechnungsergebnisse erhalten als mit P_{SWT} . [64]

Der Einfluss des nichtlinearen Verformungs- und Versagensverhaltens für Stahl und Aluminium wird in der neuen **FKM-Richtlinie Nichtlinear** beschrieben [63]. .

3 Problemstellung und Zielsetzung

3.1 Forschungsbedarf

Die Technologie der umformenden Mutterngewindefertigung wurde am Beispiel der Gewindeformer in der jüngeren Vergangenheit an verschiedenen Forschungsstellen untersucht [12–18]. Der Materialfluss [13] und verschiedene Ansätze zur numerischen Simulation des Umformprozesses [72–76] bieten zwar ein grundlegendes Verständnis dieser Art der Gewindefertigung, jedoch beschreiben diese die Fertigung mittels Gewindefurcher, was den Montageprozess der Direktverschraubung nicht abbildet. Zudem wurden überwiegend Stahlmutterwerkstoffe untersucht, wohingegen das Gewindeformen mit gewindefurchenden Schrauben insbesondere in der Kombination Stahlschraube und Leichtmetallmutterwerkstoff Anwendung findet. Die Werkzeuggeometrien und verwendeten Beschichtungen unterscheiden sich erheblich von gewindefurchenden Schrauben. Die Wahl des Vorlochdurchmessers und die Umformgeschwindigkeiten mit welchen das Gewinde geformt wird sind ebenfalls abweichend. Bei der Herstellung mittels Gewindefurcher wird das Werkzeug wieder herausgedreht und die Schraube bei der Montage in das vorgeformte Gewinde eingedreht. Die gewindefurchende Schraube verbleibt in dem initial gesetzten Zustand, in dem das geformte Gewinde an der Oberfläche des Schraubengewindes anliegt. Da die Umformkraft durch gleitende Reibung übertragen wird, nimmt die Funktion der Oberflächenschutzsysteme und der applizierten Gleitmittel der gewindefurchenden Schrauben eine entscheidende Aufgabe ein [9, 13]. Gegenüber der genormten ISO-metrischen Schraube stellen gewindefurchende Schrauben oft anwendungsspezifische Lösungen mit herstellerabhängigen Gewindegeometrien dar. Deshalb ist das Know-how überwiegend bei den Schraubenherstellern konserviert und beschränkt sich weitgehend auf die eigenen Produkte. Aus der Vielfalt der am Markt verfügbaren Produkte und der aufgeführten Fragestellungen, resultiert ein großer Forschungsbedarf. Für den Anwender ergibt sich daraus die Herausforderung, das richtige Produkt mit der passenden Geometrie und dem richtigen Oberflächenschutzsystem zu wählen und über kostenintensive Bauteilversuche den individuellen Schraubfall zu bewerten. Der Einfluss der Schraubengeometrie und der Beschichtungssysteme sowie die Wahl fertigungsspezifischer Parameter, wie z. B. die Drehzahl und die Größe des Vorlochdurchmessers sollen untersucht werden. Die Vorspannkraft, als Zielgröße jeder Schraubenverbindung, die im Wesentlichen durch die vorhandenen Reibungsbedingungen bestimmt wird sowie die Versagensgrenzen beim Anzug sind experimentell zu bestimmen.

Weiterführend ist das Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen mit gefurchem Gewinde von Interesse. Bisher gibt es keine Untersuchung, die den Einfluss des gefurchten Gewindes auf die Beanspruchbarkeit in Gegenüberstellung zu konventionell geschnittenen Gewinden untersucht. Da das Gewindefurchen überwiegend in Verbindung mit gut umformbaren Leichtmetallen Anwendung findet, erschließt sich unmittelbar die Fragestellung des Einflusses des Mutterwerkstoffs und der Einschraubtiefe, auch für die Standard-Schraube-Mutter-Verbindung mit geschnittenem Mutterngewinde. Die Einschraubtiefe t_E für gewindefurchende Verbindungen beträgt je nach Anwendungsbereich und den zu übertragenden Kräften $ca. 0,5x_d \leq t_E \leq 2,5x_d$ [3, 25], was sich damit deutlich von der Standardsechskantmutter aus Stahl nach DIN EN ISO 4032 [33] von einer Mutterhöhe m von $ca. 0,8x_d$ abgrenzt. In **Kapitel 2.2.1** wurde bereits beschrieben, dass neben der konstruktiven Gestaltung, der Werkstoff- und Materialeigenschaften, die Lebensdauer einer Schraube von vielen Einflussfaktoren abhängt. In der Vergangenheit

wurden viele dieser Parameter untersucht, finden jedoch größtenteils keine Berücksichtigung in etablierten Regelwerken wie der Richtlinie VDI 2230. Insbesondere für die kontroversen Ergebnisse und Erklärungsansätze von Versuchen mit überelastischer Vorbeanspruchung besteht die Notwendigkeit einer systematischen Untersuchung [47–49, 58]. Randbedingungen, Werkstoffe, Schmierzustände, Oberflächenbeschichtungen und Spezifikationen zur Mutter sind uneinheitlich gewählt oder nicht als Information berücksichtigt und fehlen für eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse. Teilweise verweisen die Autoren zudem auf eine mangelnde statistische Absicherung der Erkenntnisse (z. B. [48]). Viele Versuche wurden an vergütungsschwarzen Schrauben durchgeführt, wodurch der Einfluss der Lasteinleitung sich von einer beispielsweise galvanisch beschichteten Schraube deutlich unterscheidet. Für eine große Anzahl heutiger Anwendungen, die galvanisch verzinkt sind oder ein Zinklamellensystem vor Korrosion schützt, liegen somit Erkenntnisse dieses wichtigen Faktors, der Lasteinleitungsbedingungen nicht vor. Das Ermüdungsverhalten soll untersucht werden, indem der Einfluss des Muttergewindes auf die Beanspruchbarkeit der Schraube für gefurchte und geschnittene Schraubenverbindungen bestimmt wird. Zudem ist der Einfluss des Mutterwerkstoffs in Abhängigkeit verschiedener Einschraubtiefen Gegenstand der weiteren experimentellen Untersuchungen. Die Größe der Vorspannkraft wird im Bereich der elastischen Verklemmung sowie bei überelastischem Vorspannen systematisch untersucht und der Einfluss der Lasteinleitung durch unterschiedliche Lastaufbringung und Entlastung bewertet.

3.2 Bearbeitungskonzept

Die Struktur der Arbeit basiert auf den drei nachfolgend beschriebenen Forschungsaufgaben, **Abbildung 3.1**. Die Punkte 1 und 2 bilden die inhaltlich bestimmenden Schwerpunkte. Forschungspunkt 3, „Numerische Simulation“, wird als unterstützende Methode eingesetzt, insbesondere für die Validierung formulierter Hypothesen bezüglich der Mechanismen des Ermüdungsverhaltens unter Forschungsschwerpunkt 2.



Abbildung 3.1: Forschungsschwerpunkte

Aus Kapitel 3.1 Forschungsbedarf resultiert das Ziel den Einfluss der Gewindegeometrie und des Oberflächensystems gewindefurchender Schrauben auf das Drehmoment-Vorspannkraftverhalten und die Gewindeausformung zu bewerten sowie die resultierende Beanspruchbarkeit der Verbindung zu bestimmen.

1. Einschraub- und Montageverhalten gewindefurchender Schrauben

Das Einschraubverhalten in Abhängigkeit von Fertigungs- und Montageparametern sowie produktspezifischen Eigenschaften gewindefurchender Schrauben, insbesondere der Beschichtung, werden beschrieben und der daraus resultierende Einfluss auf die quasi-statische Festigkeit sowie die Ermüdungsbeanspruchbarkeit von gewindefurchenden Schraubenverbindungen bewertet. Die Charakterisierung der Mutterngewindeausformung in Form von Geometrie und lokal veränderter Werkstoffeigenschaften erfolgt unter Anwendung innovativer Analysemethoden wie der Computertomografie und der Nano-Indentation. Der Forschungspunkt 1 ist dazu systematisch in drei Teilpakete unterteilt, um durch gezielte Variation von Einflussparametern das Forschungsziel zu erreichen. Basierend auf einem Screening (1.1) werden der Einfluss der Oberflächenbeschichtung (1.2) und die Variation von Fertigungsparametern (1.3) untersucht. Die inhaltliche Struktur der Teilpakete wird in Kapitel 5 dargestellt.

2. Experimentelle Bestimmung der zyklischen Beanspruchbarkeit von Stahlschrauben in Abhängigkeit der ausgewählten Einflussgrößen Mutterngewinde, Mutterwerkstoff und Vorspannkraft

Ziel ist die experimentelle Bestimmung des Ermüdungsverhaltens von Schraubenverbindungen mit gefurchtem und geschnittenem Gewinde. Der Vergleich erfolgt durch eine Gegenüberstellung einer konventionellen ISO-metrischen Schraube mit einer gewindefurchenden Schraube. Die ISO-metrische Schraube wird dazu in vorgeschrittenen Gewinden sowie in vorgefurchten umformend hergestellten Mutterngewinden geprüft. Des Weiteren soll anwendungsorientiert der Einfluss der Einschraubtiefe t_E verglichen werden, der für Stahlverbindungen in der Regel über Standardmutter Typ 1 [33] und hohe Mutter Typ 2 [77] abgebildet wird. Für Leichtmetallverschraubungen hingegen sind größere Einschraubtiefen im Bereich $1,5x_d \leq t_E \leq 2,5x_d$ relevant. Die Kombination aus Einschraubtiefe und Werkstoff wird für Stahl und Aluminium für unterschiedlich hohe Mutterngewinde untersucht.

Ausgewählte Einflussgrößen auf die Lebensdauer der Schraube unter zyklischer Belastung werden systematisch verglichen. Dazu ist der Forschungspunkt 2 in drei Teilpakete unterteilt. Die Parameter Mutterngewindeart (2.1), Mutterwerkstoff und -höhe (2.2) sowie der Einfluss der Vorspannkraft (2.3) werden untersucht, **Abbildung 3.2**. Für die hier ausgewählten Parameter wird der Einfluss der Mittellast gezielt untersucht. Die Beeinflussung der Mittellast auf die Schraubenbeanspruchung wird sowohl für eine elastische Vorspannung unterhalb der Streckgrenze als auch für überelastisch vorbeanspruchte Schraubenverbindungen experimentell untersucht.

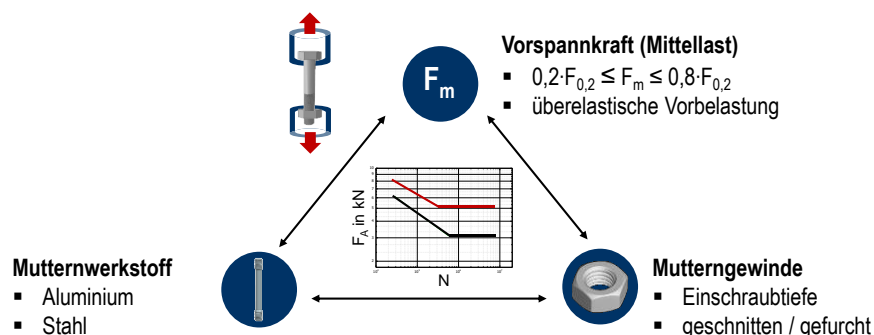


Abbildung 3.2: Untersuchte Einflussgrößen: Werkstoff, Vorspannung und Mutterngewinde

3. Numerische Simulation der Lastverteilung und der überelastischen Vorbelastung für die Bestimmung der lokalen Beanspruchung der Schraube-Mutter-Verbindung

Die Lastverteilung im Gewindekontakt und die daraus resultierende lokale Beanspruchung werden für die im Ermüdungsversuch getesteten Schraube-Mutter-Konfigurationen numerisch berechnet. Dazu werden die experimentell geprüften Einschraubtiefen und Mutternwerkstoffe sowie vorspannkraftbedingte Effekte in einem axialsymmetrischen 2D-Modell abgebildet. Die Analyse der Spannungsverteilung über die Einschraubtiefe erfolgt unter Berücksichtigung des rein elastischen sowie des elastisch-plastischen Materialverhaltens.

Die Mechanismen und Effekte, die bei einer überelastischen Vorbelastung, gefolgt von einer Entlastung auf unterschiedliche Lastniveaus, die Ermüdungsbeanspruchbarkeit beeinflussen, werden zunächst an Einfachkerbproben betrachtet. Im Gegensatz zur Schraube-Mutter-Verbindung ist so eine isolierte Betrachtung der frei belasteten Kerbe, ohne die Kraftübertragung im Gewindeeingriff durch Kontakt, als grundlegende Voruntersuchung gegeben. Die Berechnung der Korbprobe erfolgt für zwei Korbgrößen, die einen Gewindegang der Gewindegrößen M8 und M16 abbilden. Ziel ist die Bewertung des Größeneinflusses und die damit verbundene Stützwirkung.

Anschließend erfolgt die Simulation der überelastischen Vorbelastung der Schraube-Mutter-Verbindung sowie die Bestimmung der örtlichen Beanspruchung der Schraube bei zyklischer Belastung. Die Beanspruchung der Schraube in der Simulation erfolgt analog zur Durchführung der Ermüdungsversuche. Zunächst wird axial eine Vorspannung eingeleitet und anschließend mehrere Schwingenspiele mit konstanter Lastamplitude berechnet.

Die drei beschriebenen Forschungsaufgaben fügen sich zu einem Bearbeitungskonzept zusammen, das die Bewertung von Einflussgrößen für die Montage und auf das Ermüdungsverhalten eine systematische Verknüpfung der Schwerpunkte ermöglicht, **Abbildung 3.3**. Die Methoden der Werkstoffanalytik werden sowohl zur Charakterisierung der untersuchten Versuchskörper und -werkstoffe eingesetzt, als auch für die Analyse geprüfter Bauteile wie beispielweise der Bestimmung der Verfestigung geformter Gewinde, der Qualifizierung der Kontaktfläche oder der Analyse der Bruchmikrostruktur.

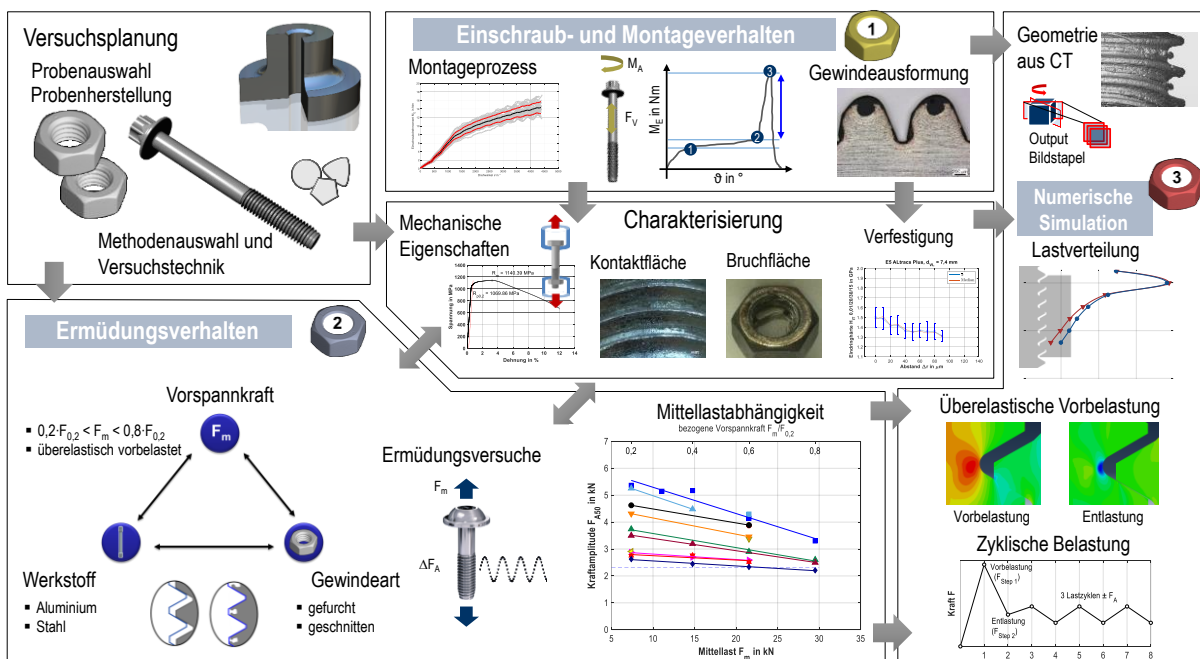


Abbildung 3.3: Bearbeitungskonzept und Lösungsweg


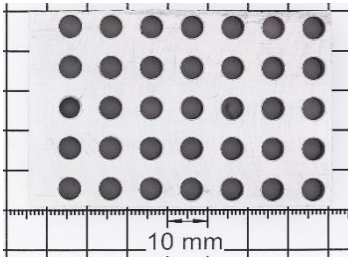


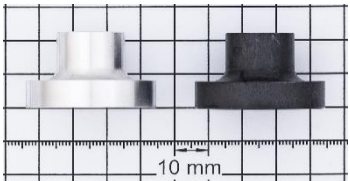

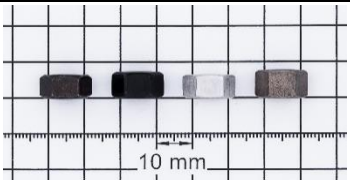

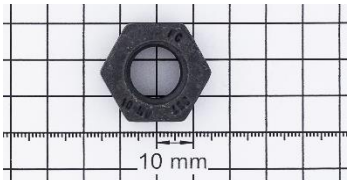
4 Probekörper und Versuchstechnik

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Vielzahl an Schraubengeometrien und Mutternbauteilen für verschiedene Versuchsreihen eingesetzt. Nachfolgend werden die verschiedenen Varianten, der Verwendungszweck und die jeweiligen Versuchsziele dargelegt. Darauffolgend werden die für das Erreichen des Forschungsziels systematisch ausgewählten Methoden und Versuchstechniken kurz vorgestellt.

4.1 Probekörper


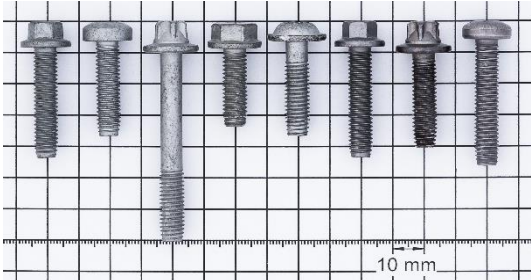

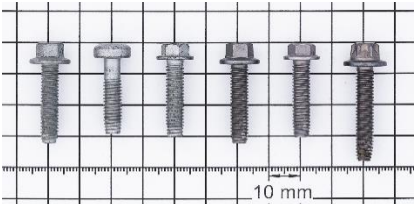

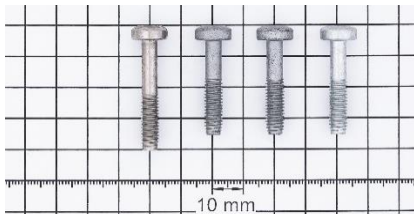


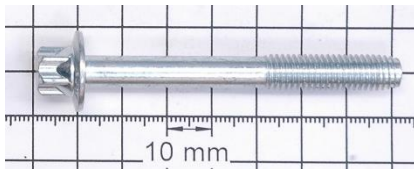



Eine Übersicht der verwendeten Mutternkörper ist in **Tabelle 4.1** dargestellt.

Tabelle 4.1: Übersicht der verwendeten Mutternbauteile und der durchgeführten Untersuchungen

	Mutternbauteile	Experimentelle Untersuchungen	
 1.1, 1.2	 10 mm Prüfplatte EN AW-6082 T6 ($t_E = 12$ und 16 mm)	Versuche:	Einschraub- und Montageversuch (mit Vorspannung), Überdrehversuch bis Bruch, Metallografie, Nano-Indentation, Computertomografie (CT)
		Schraubenabmessungen:	Diverse Gewindegeometrien $\varnothing 6$ mm und $\varnothing 8$ mm ALtracs® Plus 80x70/30 ALtracs® Plus 60x35/18 ALtracs® Plus 60x30/18
		Ziele:	<ul style="list-style-type: none"> Einschraubverhalten, Ausformung in Abhängigkeit verschiedener Gewindegeometrietypen Einfluss der Drehzahl und des Schmierungseinflusses auf Drehmoment und Gewindeausformung Vergleich verschiedener Oberflächenschutz- und Gleitmittelsysteme
 1.3  2.2, 2.3	 10 mm Mutternkörper EN AW-6082 T6 und Stahl	Versuche:	Einschraubversuch, Ermüdungsversuch, Ausreißversuch, Metallografie, Computertomografie, Nano-Indentation
		Schraubenabmessung:	ALtracs® Plus 80x70/30, M8x70/30
 2.2, 2.3	 10 mm Aluminium und Stahl M8 Standardmutter DIN EN ISO 4032 M8 hohe Mutter DIN EN ISO 4033	Versuche:	Ermüdungsversuch, Charakterisierung (Härteprüfung, Kontaktfläche, Bruchfläche, Metallografie, Computertomografie)
		Ziele:	<ul style="list-style-type: none"> Einfluss der Mutternhöhe (Einschraubtiefe t_E) auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit Einfluss des Mutterwerkstoffs (Stahl und Aluminium) Kontaktflächen und Lastverteilung bestimmen
 2.3	 10 mm Stahl HV-Mutter M16 EN 14399-4	Versuch:	Ermüdungsversuch
		Ziele:	<ul style="list-style-type: none"> Validierungsversuche zur Bestimmung des Einflusses der Zinkschicht (Feuerverzinkung) Probenvorbelastung für Eigenspannungsmessungen an Schrauben M16




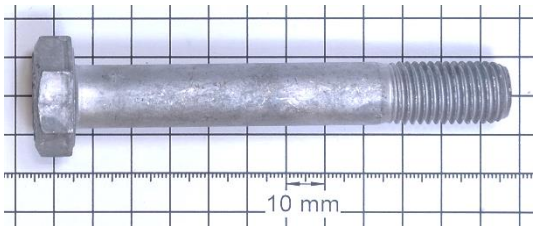
Die ausgewählten Schraubenvarianten sind in **Tabelle 4.2** zusammengefasst. Die gewindefurchende Schraube ALtracs® Plus 80x70/30 und die ISO-metrische Schraube M8x70/30 werden sowohl für Montage- als auch Ermüdungsversuche eingesetzt und stellen die Hauptschraubenvertreter der untersuchten Schraubenvarianten dar. Die Einflussfaktoren auf das Ermüdungsverhalten (**Kapitel 6**) wurden ebenfalls am Beispiel der ISO-metrischen Schraube M8x70/30 ermittelt.

Tabelle 4.2: Übersicht verwendete Schraubentypen

Schraubentyp		Spezifikation und experimentelle Untersuchungen	
 1.1	 Verschiedene Gewindetypen und Oberflächen Abmessung: Ø8 mm	Versuche:	Einschraubversuch, Härteprüfung, Computertomografie
		Kurzbezeichnung, Gewindetyp und Oberfläche:	S8-1, Taptite 2000® SP, flZnL
			S8-2, Taptite 2000® SPA, flZnTL
			S8-3, ALtracs® Plus, flZnTL
			S8-4, Spiralform®, flZnL
			S8-5, ALtracs Plus, flZnL
			S8-6, Taptite 2000® SP, ZnNi
			S8-7, Triform™, ZnNi
			S8-8, Nedtite ES, ZnNi
 1.1	 Verschiedene Gewindetypen und Oberflächen Abmessung: Ø6 mm	Versuche:	Einschraubversuch, Härteprüfung, CT
		Kurzbezeichnung, Gewindetyp und Oberfläche:	S6-1, Taptite 2000® SP, fZnL
			S6-2, ALtracs® Plus, flZnL
			S6-3, Nedtite ES, flZnTL
			S6-4, Taptite 2000® SP, ZnNi
			S6-5, Nedtite ES, ZnNi
			S6-6, Triform™, ZnNi
 1.2	 Gewindetyp: ALtracs® Plus (AP), Abmessung: Ø6 mm	Versuche:	Einschraub- und Montageversuch, optische Geometrievermessung, CT
		Kurzbezeichnung, Oberfläche:	S6-7/8, Edelstahl A2, unbeschichtet
			S6-9/10, Delta Protekt® KL100
			S6-11/12, Zinklamelle Delta Tone® 9000
		Gleitmittelsystem:	Edelstahl DF VzwoA und TN 8168, alle anderen Schrauben jeweils DF VzwoA und DF 921 (microGLEIT®)
 1.3,  2.1	 Schraube AP80x70/30	Versuche:	Einschraub- und Montageversuch (mit Vorspannung) Ermüdungsversuch, Ausreißversuch, Zugversuch, Metallografie, Härteprüfung, optische Geometrievermessung
		Kurzbezeichnung, Oberfläche:	S8-9, galvanisch Zink (A2K, 5 µm)
		Gleitmittelsystem:	DF 921 (microGLEIT®)
 1.3,  2.1, 2.2, 2.3	 Schraube M8x70/30	Versuche:	Einschraubversuch, Zugversuch, Ermüdungsversuch, Metallografie, Härteprüfung, optische Geometrievermessung
		Kurzbezeichnung, Oberfläche:	S8-10, galvanisch Zink (A2K, 5 µm)
		Gleitmittelsystem:	DF 921 (microGLEIT®)

Der Einfluss einer überelastischen Vorbelastung auf die Ermüdungsfestigkeit wird außerdem für Schrauben der Abmessung M16 durchgeführt, siehe **Tabelle 4.3**.

Tabelle 4.3: Übersicht - Proben Validierungsversuche zu Forschungsschwerpunkt 2.3

Schraubentyp		Spezifikation und experimentelle Untersuchungen	
 2.3	 Schraube M16x100-8.8	Versuche:	Zugversuch, Ermüdungsversuch, Metallografie, Härteprüfung, Eigenspannungsmessung
		Kurzbezeichnung, Oberfläche:	S16-1, vergütungsschwarz
 2.3	 Schraube M16x110/30-10.9 HV tZn	Versuche:	Zugversuch, Ermüdungsversuch, Metallografie, Härteprüfung, Eigenspannungsmessung
		Kurzbezeichnung, Oberfläche:	S16-2, Feuerverzinkung (HT)

4.2 Anziehprüfstände

Die Einschraubversuche werden an einem Anziehprüfstand der Firma Schatz (Remscheid) durchgeführt, der für den Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch nach DIN EN ISO 16047 [78] konzipiert ist. Der Antrieb erfolgt über eine elektronische Spindel, welche ein maximales Drehmoment von $M_{\max} = 600 \text{ Nm}$ umsetzen kann. Für die Drehmomentmessung wird ein Drehmomentsensor im Messbereich bis 50 Nm zwischen Schraube und Abtriebsseite der Spindel geschaltet, so dass neben der Versuchszeit eine kontinuierliche Messung des erforderlichen Drehmomentes und des verstrichenen Drehwinkels erfolgt.

Vergleichende Versuche für gewindefurchende Schrauben werden mit Unterstützung der Technischen Universität Dresden an einem Verschraubungsprüfstand der Firma BOSCH (Lohr am Main) durchgeführt. Dieser Prüfstand wird aus Gründen der Vergleichbarkeit ausgewählt, da an diesem Prüfstand die Revisionsversuche der Norm DIN 267-30 [24] im Jahr 2015 durchgeführt wurden. Die Spindel Ergospin Gripline hat einen Winkelantrieb und kann ein maximales Drehmoment von $M_{\max} = 80 \text{ Nm}$ aufbringen. Die maximale Schrauberdrehzahl beträgt $n = 500 \text{ min}^{-1}$. Für Vorspannkraftmessungen wird ein Kraftmessring KR20 (bis 60 kN) der Firma ME-Systeme (Henningendorf) eingesetzt.

4.3 Universalzugprüfmaschine

Auf einer Universalzugprüfmaschine der Firma Hegewald und Peschke (Nossen) werden Zugversuche zur Grundcharakterisierung nach DIN EN ISO 6892-1 [79], Ausreißversuche von gewindefurchenden Schraubenverbindungen und überelastische Vorbelastungen von Schrauben durchgeführt. Der Nennkraftbereich beträgt 200 kN.

4.4 Hochfrequenzresonanzpulsatoren

Die Ermüdungsversuche werden auf Hochfrequenzresonanzpulsatoren nach Bauart Amsler durchgeführt. Die Versuchsdurchführung erfolgt für Normversuche nach DIN 969 oder für Bauteilversuche in Anlehnung an die Norm DIN 969 [5]. Es werden Prüfmaschinen im Bereich 30 kN bis 150 kN Nennkraft eingesetzt. Die Versuchsführung erfolgt unter rein axialer Belastung bei sehr niedrigen bis sehr hohen Mittellasten, die einen Ausnutzungsbereich der Schraubenstreckgrenze von ca. 20 bis 80 % abbilden. Längenänderungen oder Steifigkeitsänderungen der Proben werden durch die Regelung der Mittellast im laufenden Versuch ausgeglichen. Die Kraft wird mit einer Kraftmessdose gemessen und über die RUMUL-Steuerung während der Versuchsführung geregelt. Die Einleitung der dynamischen Kraftamplitude mit sinusförmigem Kraft-Zeit-Verlauf erfolgt durch einen Elektromagneten, der die Probe zum Schwingen anregt. Die Eigenfrequenz des Systems hängt direkt vom Gesamtaufbau ab. Die Prüffrequenz f wird durch die Gesamtsteifigkeit des Prüfaufbaus sowie die aufgelegte Schwungmasse bestimmt (hier: ca. $f = 90\text{--}120\text{ Hz}$).

4.5 Computertomograf

Die Ausformung des Gewindes sowie die Geometrieerfassung verschiedener Probenkörper werden unter Anwendung des Computertomografen (CT) vtomex-s der Firma GE Deutschland (Frankfurt a. M.) analysiert. Das Gerät besitzt zwei offene Röntgenröhren: Eine hochleistungsfähige Nanofokusröhre, die über eine max. Hochspannung von 180 kV und 15 W Leistung verfügt sowie eine Mikrofokusröhre mit einer max. Hochspannung von 240 kV und 320 W Leistung. Die Auflösungsgrenzen betragen $0,6\text{ }\mu\text{m}$ für das nano-CT und $3\text{ }\mu\text{m}$ für das μ -CT. Das Post-processing erfolgt mit der Software VGSTUDIO MAX, mit der beispielsweise zweidimensionale virtuelle Bauteilschnitte erzeugt werden. Für die weiterführende Bildverarbeitung zur Erfassung von Gewindegeometrien oder der Bewertung der Gewindeausformung wird ein selbstentwickelter Matlabcode verwendet.

4.6 Nano-Indenter

Für die Charakterisierung der gefurchten Muttergewinde wird die instrumentierte Eindringprüfung nach DIN EN ISO 14577-1 [80] mit dem Nano-Indenter Unat der Firma Advanced Surface Mechanics GmbH (Dresden) durchgeführt. Das Gerät verwendet einen Berkovich-Indenter mit 120° Spitzenwinkel. Der für die Prüfungen ausgewählte Prüfkraftbereich beträgt $10\text{ mN} \leq F \leq 21\text{ mN}$. Die Haltezeit der Prüfkraft wird abhängig von den Werkstoffkriecheigenschaften gewählt und beträgt für die hier durchgeführten Untersuchungen zwischen 30 und 60 s.

4.7 Sonstige Versuchstechnik

Zudem werden für metallografische Untersuchungen Lichtmikroskopie, Rasterelektronenmikroskopie und Universalhärteprüfer eingesetzt. Die optische Vermessung von Schrauben erfolgt auf einem Präzisionsvermessungssystem (Genauigkeit ca. $0,0005\text{--}0,002\text{ mm}$ je nach Objektiv) der Firma ECM Datensysteme GmbH (Bliedersdorf) bei der Firma EJOT GmbH & Co. KG. Eigenspannungsmessungen werden mit Unterstützung der Hochschule Kaiserslautern an einem Röntgendiffraktometer der Firma GE (Modell: XRD 3000 PTS) durchgeführt.

5 Gewindefurchende Schraubenverbindungen

Das Einschraub- und Montageverhalten von gewindefurchenden Schrauben wird systematisch anhand von Norm- und Bauteilversuchen untersucht, **Abbildung 5.1**. Basierend auf einem Screening (1.1) werden typische gewindefurchende Schrauben im genormten Einschraubversuch [24] gegenübergestellt. Bewertungsgrößen stellen die Einschraubkurven, die Gewindeausformung und die Verfestigung des gefurchten Gewindes dar. Darauf aufbauend wird der Parameter Gewindegeometrie konstant gewählt und der Einfluss des tribologischen Systems in Form verschiedener Oberflächenschutzsysteme und Gleitmittelvarianten bewertet (1.2). Bewertungsgrößen sind zusätzlich zur Gewindeausformung insbesondere die Vorspannkraft F_V , das Überlastdrehmoment M_U (auch Überdrehmoment) und der Schraubkanal ΔM . Anschließend an die Grundlagenuntersuchungen wird an einem anwendungsnahen Bauteilversuch (1.3), der sich durch die größere Drehzahl und die Einschraubtiefe ($t_E = 2,5x_d$) abgrenzt, der Einfluss des Vorlochdurchmessers auf das Einschraubverhalten und die Gewindeausformung betrachtet.

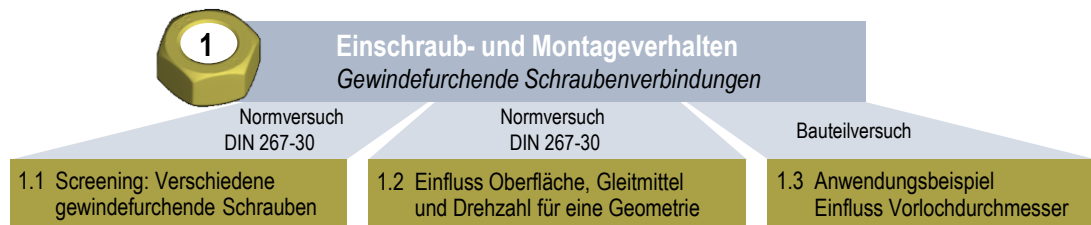


Abbildung 5.1: Bearbeitungskonzept - Gewindefurchende Schraubenverbindungen

- Ziele:**
- Bewertung des Einschraubverhaltens typischer gewindefurchender Schrauben
 - Bestimmung des Oberflächeneinflusses und des Gleitmittelsystems
 - Analyse der Einflussgrößen Einschraubdrehzahl und Vorlochdurchmesser
- Methoden:** Grundcharakterisierung der mechanischen Eigenschaften, Einschraubversuch nach DIN 267-30, Vorspannkraftmessung, Metallografie, Nano-Indentation, Computertomografie
- Hypothesen:**
1. Die Verbindungselemente entsprechen ihrer zweckmäßigen Verwendung und sind konform zu den mechanischen Eigenschaften der jeweils anzuwendenden Spezifikationen.
 2. Die verschiedenen Gewindegeometrien haben einen signifikanten Einfluss auf das Einschraubdrehmoment und die Gewindeausformung.
 3. Die Reibverhältnisse sind der Gewindegeometrie bezogen auf die Gewindeausformung untergeordnet, bestimmen jedoch die Höhe der Vorspannkraft.
 4. Der Vorlochdurchmesser hat einen signifikanten Einfluss auf die quasi-statische Festigkeit.

5.1 Grundcharakterisierung

Für die gewindefurchenden und metrischen Schrauben werden Charakterisierungsversuche durchgeführt, um die Anforderungen an die mechanischen Eigenschaften, insbesondere nach DIN EN ISO 898-1 [27] zu überprüfen. Diese Norm ist für gewindefurchende Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 nach DIN 267-30 [24] uneingeschränkt anzuwenden. Ziel ist die funktionale Bewertung der mechanischen Eigenschaften der verschiedenen Schraubentypen und Mutterelemente für den Konformitätsnachweis der entsprechenden Spezifikationen. Zudem werden Fließkurven als Eingangsdaten für die numerische Simulation zur Beschreibung des elastisch-plastischen Materialverhaltens als Erstbelastungskurven abgeleitet.





Methoden: Härteprüfung, Metallografie, Zugversuch an fertigen Schrauben und abgedrehten Proben

Hypothese: 1. Die verfügbaren Verbindungselemente entsprechen ihrer zweckmäßigen Verwendung und sind konform zu den mechanischen Eigenschaften nach den Spezifikationen DIN 267-30, DIN EN ISO 898-1 bzw. 898-2, DIN EN ISO 3506-1 und DIN EN 573-3.

5.1.1 Mechanische Bauteilkennwerte nach DIN EN ISO 898-1

Die Anforderungen der gültigen Normen werden durch Härteprüfungen und Zugversuche überprüft, **Tabelle 5.1**. Zusätzlich werden metallografische Schlitze für die Beurteilung des Gefüges angefertigt.

Tabelle 5.1: Experimentell ermittelte Kenngrößen der untersuchten Schrauben

FSP, Kapitel	Variante	Kernhärte in HV10	Oberflächen- härte in HV0,3	Bruchkraft F_m in kN	Festigkeitsklasse
FSP 1  Kapitel 5.2	S6-1	290	326	17,21	8.8
	S6-2	367	404	22,74	10.9
	S6-3	345	351	21,81	10.9
	S6-4	298	324	18,01	8.8
	S6-5	357	348	22,09	10.9
	S6-6	363	399	22,38	10.9
FSP 1  Kapitel 5.2	S8-1	299	338	32,14	8.8
	S8-2	376	366	40,93	10.9
	S8-3	366	384	40,20	10.9
	S8-4	379	401	41,31	10.9
	S8-5	364	404	39,92	10.9
	S8-6	301	329	31,87	8.8
	S8-7	364	396	40,50	10.9
	S8-8	363	369	39,92	10.9
FSP 1  Kapitel 5.3	S6-7/8	230*	303*	14,72	A2-70
	S6-9/10	357	365	21,99	10.9
	S6-11/12	358	363	21,75	10.9
	S6-13/14	360	361	21,84	10.9
FSP1, 5.4 FSP2, 6.1	S8-9	364	372	39,6	10.9
FSP1, 5.4 FSP2, 6.1-3	S8-10	366	386	40,2	10.9
FSP 2  Kapitel 6.3	S16-1	266	252	146,6	8.8
	S16-2	350	359	174,5	10.9
Mindestbruchlast:	FK8.8:	$F_{m, \min} = 16,1 \text{ kN (M6)}, F_{m, \min} = 29,2 \text{ kN (M8)}, F_{m, \min} = 125 \text{ kN (M16)}$			
	FK10.9:	$F_{m, \min} = 20,9 \text{ kN (M6)}, F_{m, \min} = 38,1 \text{ kN (M8)}, F_{m, \min} = 163 \text{ kN (M16)}$			
	A2-70:	$F_{m, \min} = 14,1 \text{ kN (M6)}$			
Härte:	FK8.8:	Kern- und Randhärte 250-320 HV			
	FK10.9:	Kern- und Randhärte 320-380 HV, Oberflächenhärte max. 390 HV0,3			
	A2-70:	*nicht anwendbar			

Die Zugfestigkeit als Bauteilkennwert wird an fertigen Schrauben im Anlieferungszustand im Zugversuch nach DIN EN ISO 6892-1 [79] bestimmt. Die Versuchsführung entspricht dem Maximalkraftversuch nach DIN EN ISO 898-1 [27], so dass die Schrauben bis zum Bruch belastet werden. Das Versagen erfolgt für alle Proben entsprechend des Konstruktionsprinzips nach [4] im freien belasteten Gewinde.

Die untersuchten Schrauben erfüllen die Anforderungen der mechanischen Eigenschaften bezüglich der Härteanforderungen und der Mindestbruchkräfte. Die Grenzwerte für die Festigkeitsklassen 8.8 und 10.9 sind DIN EN ISO 898-1 entnommen [27]. Die Edelstahlvariante (S6-7/8) entspricht den Anforderungen der mechanischen Eigenschaften von Verbindungselementen aus nichtrostenden Stählen nach DIN EN ISO 3506-1 [81]

Die Einzelkurven der Zugversuche sind in **Anhang 10.1.1** aufgeführt.

Die Oberflächen- und Kernhärte werden mit einer Prüflast von HV 10 an einem Universalhärteprüfer am Schraubenkopf bzw. im Querschliff bestimmt. Teilweise kommt es geringfügig zu Überschreitungen der zulässigen Oberflächenhärte. Das vorliegende Vergütungsgefüge und die bestimmte Kernhärte liegen innerhalb des spezifizierten Normbereichs. Aufgrund des Härte- und Festigkeitsunterschieds der Stahlschrauben zur Aluminiumprüfplatte ist kein Einfluss durch die zu hohe Oberflächenhärte auf die Einschraubversuche zu erwarten.

Die Beurteilung des Gefüges erfolgt im metallografischen Schliff anhand lichtmikroskopischer Bildaufnahmen, **Abbildung 5.2**.

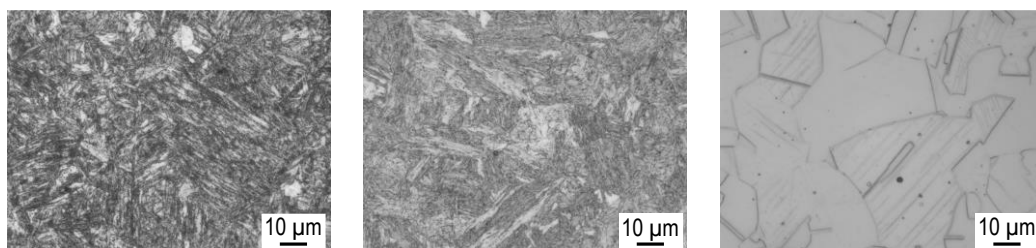


Abbildung 5.2: Lichtmikroskopische Darstellung des Werkstoffgefüges nach Ätzung (3 %-ige alkalische Salpetersäure) für die Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und dem Edelstahl A2-70

Die vergüteten Schrauben zeigen nach der Ätzung in einer 3%-igen alkalischen Salpetersäure für alle Varianten ein gleichmäßiges Vergütungsgefüge eines angelassenen Martensits (Abbildung 5.2 links und Mitte). Das Gefüge der Edelstahlschraube (A2-70) zeigt ein kaltverfestigtes austenitisches Gefüge (Abbildung 5.2 rechts). Für die Einschraubversuche werden Aluminiumprüfplatten der Legierung EN AW-6082 T6 nach DIN EN 573-3 [82] verwendet, **Abbildung 5.3**. Die Härte beträgt durchschnittlich 105 HB und erfüllt die Härteanforderungen nach DIN 267-30 (85-115 HB). Die lichtmikroskopischen Aufnahmen des Gefüges zeigen eine Walztextur mit fein verteilten Primärausscheidungen von Fe-, Mn- und Si-haltigen intermetallischen Phasen. Für die Bauteilversuche werden Mutternkörper aus Stangenmaterial der gleichen Legierung gedreht. Die durchschnittliche Härte beträgt 106 HB. Die Stahlmuttern wurden ebenfalls überprüft und erfüllen die Härteanforderungen von 272-353 HV für Muttern des Typs M8-10 nach DIN EN ISO 898-2 [83].

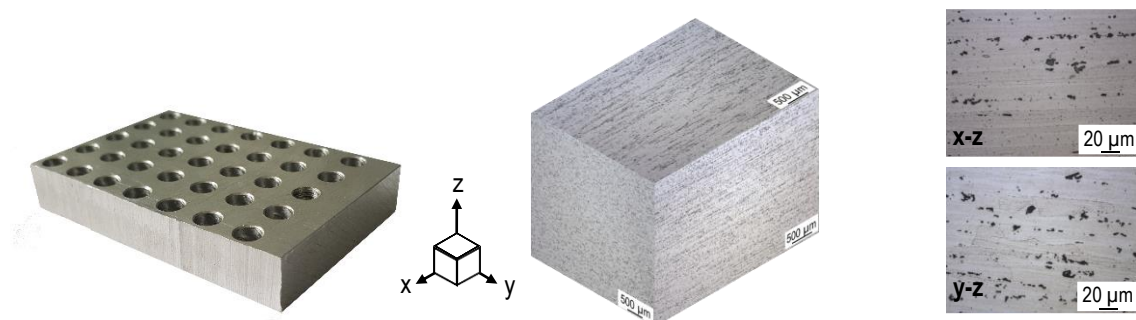


Abbildung 5.3: Prüfplatte (links), Gefüge des Mutterwerkstoffs EN AW-6082 T6 (rechts), modifizierte Murakami-Ätzung

Für Ermüdungsversuche, denen eine überelastische Vorbelastung vorausgeht, ist die Kenntnis der Kraft erforderlich, die bei rein axialer Belastung zu einer Überschreitung der Bauteilstreckgrenze führt. Die Belastung bei der 0,0048 d - Dehngrenze wird nach DIN EN ISO 898-1 Kapitel 9.3 [27] bestimmt. Die Darstellung der Kraft-Weg-Verläufe erfolgt nach der in [27] beschriebenen Vorgehensweise für Zugversuche fertiger Schrauben. Zunächst wird die Steigung im linear-elastischen Bereich approximiert (Bestimmtheitsmaß $R^2 \rightarrow 1$), anschließend wird die Kraft-Weg-Kurve so verschoben, dass die Verlängerung der linear-elastischen Gerade durch den Nullpunkt geht. Die Auswertung erfolgt am Schnittpunkt, der sich aus einer Parallelverschiebung der elastischen Geraden durch den Verformungswert 0,0048 d ergibt, **Abbildung 5.4**.

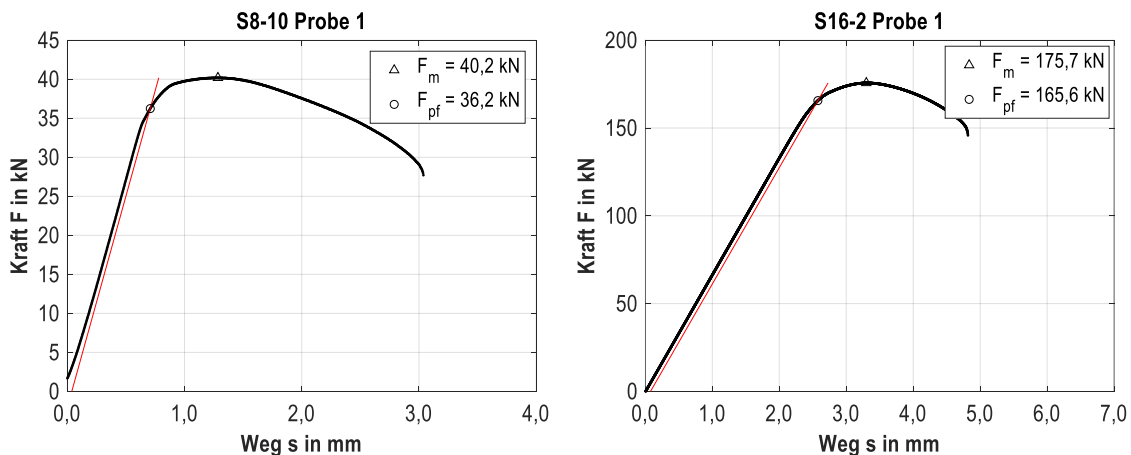


Abbildung 5.4: Beispiel für die Bestimmung der 0,0048 d - Dehngrenze F_{pf} für S8-10 (links) und S16-2 (rechts)

Die aus drei Versuchen gemittelte Kraft der 0,0048 d - Dehngrenze für das Beispiel der Variante S8-10 beträgt $F_{pf} = 36,2 \text{ kN}$. Für Ermüdungsversuche, die überelastisch vorbeanspruchert werden, wird das Kraftniveau der axialen Vorbelastung durch den Mittelwert aus der Kraft bei der Dehngrenze F_{pf} und der Bruchkraft F_m bestimmt. Die Vorbelastung der M8-Schraube (S8-10) erfolgt auf die Kraft $F_{m0} = 38 \text{ kN}$, **Kapitel 6.4.1**. Die große Abmessung M16 wird mit $F_{m0} = 170 \text{ kN}$ vorbelastet, **Kapitel 6.4.2**.

Die Versuchskurven der Einzelversuche sind in **Anhang 10.1.2** dargestellt.

5.1.2 Werkstoffkennwerte für die numerische Simulation

Für die numerische Berechnung, z. B. der Lastverteilung, wird im FE-Modell eine statische Vorspannung in die Verbindung eingeleitet. Für die Simulation des Anziehvorgangs wird die quasi-statische Werkstofffließkurve als Eingangsgröße für das elastisch-plastische Materialmodell bestimmt. Gegenüber den zuvor bestimmten Bauteilkennwerten an der fertigen Schraube (Bruchlast F_m) erfolgt die Ableitung der mechanischen Werkstoffeigenschaften an abgedrehten Proben im Zugversuch. **Abbildung 5.5** zeigt die Probengeometrie der abgedrehten Probe und der fertigen Schraube am Beispiel der ISO-metrischen Schraube S8-10 (M8x70/30-10.9). Die Prüfung an abgedrehten Proben ermöglicht die Verwendung eines Extensometers, um mittels Feindehnungsmessung die lokale Längenänderung zu erfassen und die 0,2 %-Dehngrenze $R_{p0,2}$ zu bestimmen. Weitere Zielgrößen der Bewertung sind neben der Dehngrenze die Zugfestigkeit R_m , der Elastizitätsmodul E und die Bruchdehnung A . Die Versuchsdurchführung und Auswertung erfolgt nach den Anforderungen von DIN EN ISO 898-1 Kapitel 9.7.

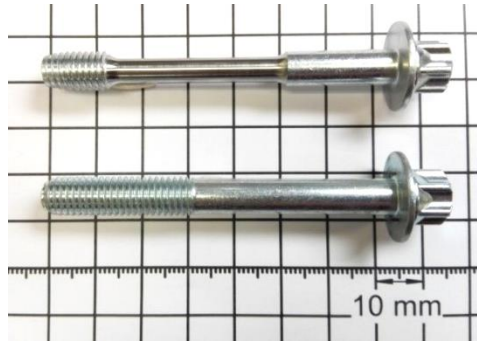


Abbildung 5.5: Abgedrehte Werkstoffprobe zur Werkstoffcharakterisierung (oben), fertige Schraube (unten) [1]

Für die Varianten S8-9 und S8-10 ist beispielhaft der Spannungs-Dehnungs-Verlauf dargestellt, **Abbildung 5.6**. Beide Schrauben wurden aus einer Drahtcharge hergestellt und zeigen dementsprechend ein vergleichbares Ergebnis mit einer Dehngrenze bei ca. $R_{p0,2} = 1070 \text{ MPa}$.

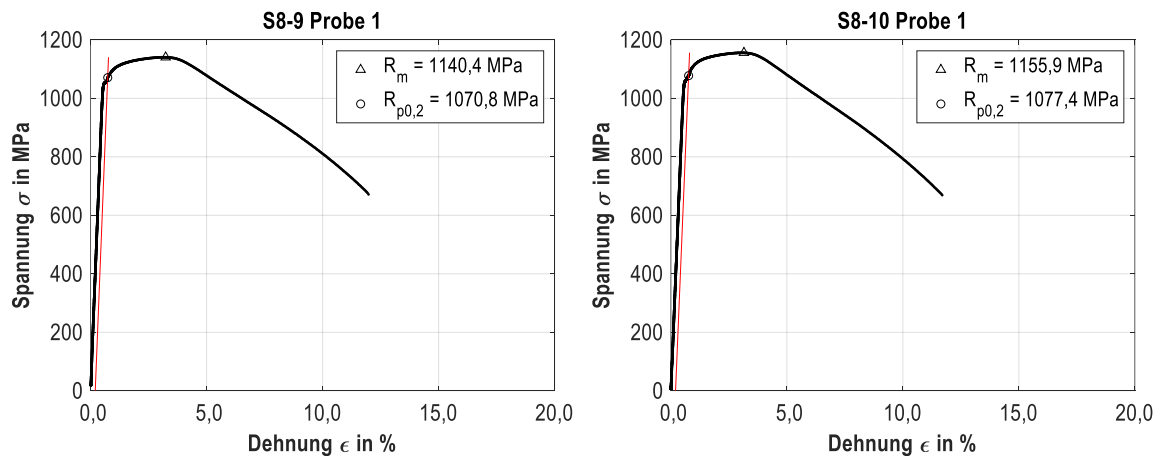


Abbildung 5.6: Beispiele für Zugversuch an abgedrehter Probe für die Variante S8-9 (links), S8-10 (rechts)

Für die Abbildung des elastischen Materialverhaltens in der numerischen Simulation wird anhand der gezeigten Kurven der Elastizitätsmodul abgeleitet und für das plastische Verhalten die Fließkurve durch Abziehen der elastischen Anteile über das Hooke'sche Gesetz bestimmt. Die gegenüber dem Maximalkraftversuch aufwendigere Versuchsführung wird ausschließlich für Varianten durchgeführt, die unter Forschungsschwerpunkt 2 (**Kapitel 6**) „Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen“ untersucht werden.

Zusammenfassend ist die zuvor angenommene Hypothese bestätigt. Die bereitgestellten Schrauben und Muttern sind konform zu den jeweils gültigen Normen und können für die weiteren Untersuchungen verwendet werden.

5.2 Screening gewindefurchender Schrauben

Für die Abmessungsbereiche 6 mm und 8 mm wird ein Screening mit sechs bzw. acht praxisrelevanten gewindefurchenden Schrauben verschiedener Gewindetypen durchgeführt, siehe **4.1 Probekörper**. Die ausgewählten Schrauben wurden im Rahmen der an der Technischen Universität Dresden 2015 durchgeführten Revisionsversuche zur Norm DIN 267-30 [24] von verschiedenen Herstellern zur Verfügung gestellt. Diese bilden die wichtigen Typenvertreter kreisrunder und nicht kreisrunder Schraubengeometrien mit galvanischen Oberflächen [33] und Zinklamellensystemen [34] ab. Die für das Screening definierten Ziele, ausgewählten Methoden und aufgestellten Hypothesen sind nachfolgend zusammengefasst:

- Ziele:** Bewertung des Einschraubverhaltens typischer gewindefurchender Schrauben
- Einschraubdrehmoment
 - Gewindeausformung
 - Verfestigung des Muttergewindes im umgeformten Gewinde
- Methoden:** Einschraubversuch nach DIN 267-30, Metallografie, Nano-Indentation, Computertomografie
- Hypothesen:** 1. Das Einschraubdrehmoment hängt von der Gewindegeometrie und den tribologischen Verhältnissen ab.
2. Die Verformung des Muttergewindes führt zu einer Kaltverfestigung.

5.2.1 Einschraubversuche

Der Einschraubversuch nach DIN 267-30 [24] dient der Grundcharakterisierung der gewindefurchenden Schrauben. Die für das Screening verwendeten Schrauben unterscheiden sich durch die herstellerabhängigen Gewindegeometrien im Anform- und Gewindeschaffbereich sowie den Beschichtungssystemen, siehe **Tabelle 5.2**. Die Oberflächen (Basecoats) der Schrauben S6-1 bis S6-3 und S8-1 bis S8-5 sind nicht-elektrolytisch aufgetragene Zinklamellenüberzüge nach DIN EN ISO 10683 [34], die sich durch unterschiedliche Topcoats mit teilweise integriertem Gleitmittelzusatz (Lubricants) unterscheiden. Die Schrauben S6-4 bis S6-6 und S8-6 bis S8-8 haben galvanisch beschichtete Zink-Nickel-Oberflächen nach DIN EN ISO 4042 [33] mit zusätzlich aufgetragenen Gleitmitteln. S6-1, S6-4 und S8-2 und S8-6 sind Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 und werden unter der Annahme, dass sich der Festigkeitsunterschied für das Eindrehen in die deutlich weichere Aluminiumprüfplatte nicht auswirkt, abweichend zur Spezifikation DIN 267-30 (FK10.9) mit untersucht.

Tabelle 5.2: Übersicht der für das Screening ausgewählten Schrauben der Abmessungen Ø6 mm und Ø8 mm

Variante	Festigkeit	Gewindetyp	Querschnitt	Gewindeflanke	Oberfläche
S6-1	8.8	Taptite 2000 SP	trilobular	60 ° symmetrisch	ISO 10683 flZn
S6-2	10.9	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	ISO 10683 flZn
S6-3	10.9	Nedtite	trilobular	60 ° symmetrisch	ISO 10683 flZn
S6-4	8.8	Taptite 2000 SP	trilobular	60 ° symmetrisch	ISO 4042 ZnNi
S6-5	10.9	Nedtite	trilobular	60 ° symmetrisch	ISO 4042 ZnNi
S6-6	10.9	Triform	kreisrund	60 ° symmetrisch	ISO 4042 ZnNi
Variante	Festigkeit	Gewindetyp	Querschnitt	Gewindeflanke	Oberfläche
S8-1	8.8	Taptite 2000 SP	trilobular	60 ° symmetrisch	ISO 10683 flZn
S8-2	10.9	Taptite 2000 SPA	trilobular	60 ° symmetrisch	ISO 10683 flZn
S8-3	10.9	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	ISO 10683 flZn
S8-4	10.9	Spiralform	kreisrund	60 ° symmetrisch	ISO 10683 flZn
S8-5	10.9	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	ISO 10683 flZn
S8-6	8.8	Taptite 2000 SP	trilobular	60 ° symmetrisch	ISO 4042 ZnNi
S8-7	10.9	Triform	kreisrund	60 ° symmetrisch	ISO 4042 ZnNi
S8-8	8.8	Nedtite	trilobular	60 ° symmetrisch	ISO 4042 ZnNi

Das Einschraubdrehmoment M_E stellt die zu vergleichende Auswertegröße dar. Die Schrauben werden mit der konstanten Drehzahl $n = 200 \text{ min}^{-1}$ in Aluminiumplatten (Härte 105 HB) der Stärke $2x d$ (Einschraubtiefe $t_E = 12 \text{ mm}$ für die Abmessung Ø6 und $t_E = 16 \text{ mm}$ für Abmessung Ø8) eingeschraubt bis der formgebende Anformbereich der Schraubenspitze vollständig durchgeschraubt ist. Die gebohrten Vorlochdurchmesser betragen $d_{VL} = 5,5 \text{ mm}$ für Abmessung Ø6 und $d_{VL} = 7,4 \text{ mm}$ für Abmessung Ø8. Die Axiallast beträgt 70 N. Das Drehmoment wird mittels

Drehmoment-/Drehwinkelgeber kontinuierlich erfasst. Die Versuchsdurchführung erfolgt am Anziehprüfstand des Herstellers BOSCH, **4.2 Anziehprüfstände**.

Die ermittelten Drehmoment-Drehwinkelverläufe und daraus abgeleiteten maximalen Einschraubdrehmomente M_E unterscheiden sich teilweise sehr deutlich, **Abbildung 5.7**.

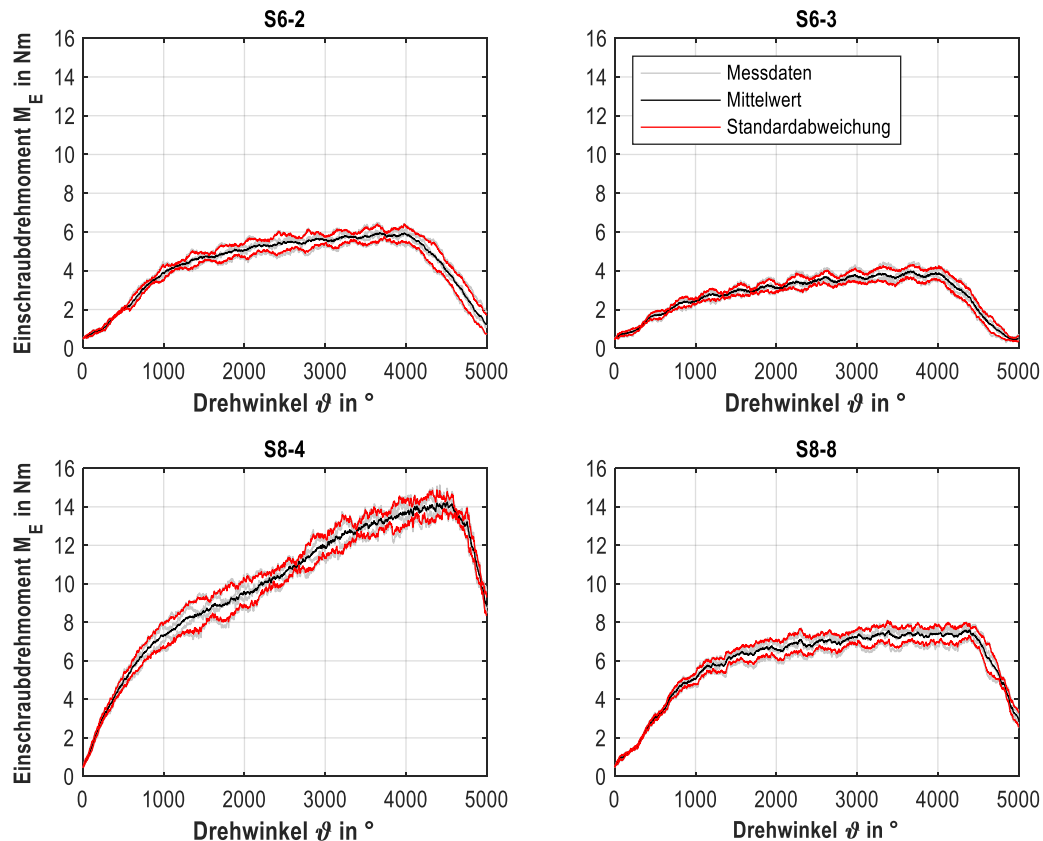


Abbildung 5.7: Ausgewählte Einschraubkurven der Nenndurchmesser 6 und 8 mm

Dargestellt sind die gemittelten Drehmomentverläufe und die zugehörige einfache Standardabweichung von jeweils vier Einschraubkurven für zwei ausgewählte Beispiele je Abmessungsbereich. Die ermittelten Drehmomentverläufe unterscheiden sich sowohl in der Höhe des maximalen Einschraubdrehmomentes als auch in der Steigung des Drehmomentverlaufs zu Beginn des Einschraubvorgangs. Die ersten ca. 1000 Winkelgrade werden durch das Eindrehen des Anformbereiches (Furchspitze) bestimmt (vergleiche **Abbildung 2.4**). Die Anformbereiche haben eine konische Furchspitze, die unterschiedlich in ihrer Geometrie sowie in ihrer Steigung des Konus ausgeprägt sind. Je nach Ausführung sind ca. 1,5 bis 4 Umdrehungen erforderlich, bis sich die formgebende Spitze mit vollem Querschnitt im Eingriff befindet. Ab diesem Zeitpunkt bleibt die Umformarbeit annähernd konstant und der Gradient des Drehmomentverlaufes fällt ab. Es addiert sich der Anteil des Drehmomentes, der sich aus der Reibung der bereits ausgeformten Gewindegänge ergibt. Adhäsive und abrasive Verschleißmechanismen können den resultierenden Verlauf des Drehmoments zusätzlich beeinflussen. Das auszuwertende Einschraubdrehmoment M_E ist das Maximum des Drehmomentverlaufes. Der darauffolgende Abfall des Drehmomentes zeigt das Durchschrauben der Furchspitze. Es wird keine weitere Umformarbeit geleistet und es ist sichergestellt, dass das über die Einschraubtiefe ausgeformte Gewinde vollständig ausgeformt ist. Die beschriebenen Unterschiede der Drehmomentverläufe sind unabhängig von der Schraubenabmessung zu beobachten. Besonders ausgeprägt ist der steile Anstieg zu

Beginn des Gewindefurchens für die Variante S8-4. Im Vergleich steigt auch der durch Reibung dominierte Drehmoment-Drehwinkel-Bereich deutlich steiler an. Die einzelnen Verläufe der verschiedenen Varianten zeigen teilweise einen wellenförmigen Verlauf, der durch ein An- und Absteigen des Drehmomentverlaufes gekennzeichnet ist und charakteristisch für das Gewindefurchen ist [14]. Der resultierende Drehmomentverlauf wurde in [1] analysiert und ist in der Pendelbewegung der Schraube, dem Umformvorgang selbst sowie durch Verschleißmechanismen begründet.

Die nach DIN 267-30 [24] maximal zulässigen Drehmomente von $M_E = 7,2 \text{ Nm}$ für die Abmessung $\varnothing 6$ und $M_E = 16,5 \text{ Nm}$ für die Abmessung $\varnothing 8$ können für alle verschraubten Varianten eingehalten werden, **Abbildung 5.8**.

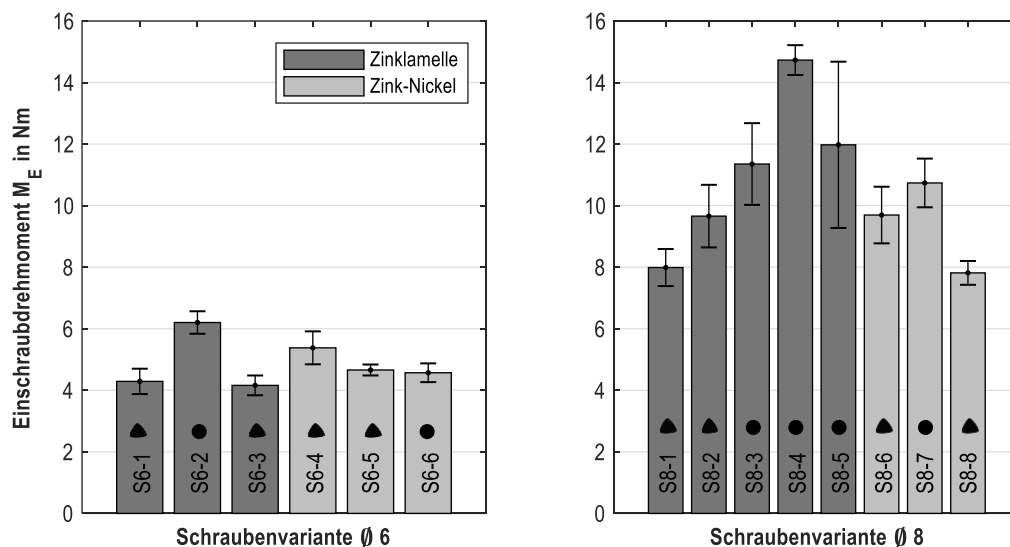


Abbildung 5.8: Nach DIN 267-30 ermittelte Einschraubdrehmomente M_E für die Nennabmessungen $\varnothing 6$ und $\varnothing 8$

Grundsätzlich lassen sich stark ausgeprägte Unterschiede im Drehmomentverlauf und dem maximalen Einschraubdrehmoment erkennen. Die Streuung des maximalen Einschraubdrehmomentes innerhalb einer Variante liegt im Bereich von $s = 0,18-0,54$ für den Nenndurchmesserbereich $\varnothing 6 \text{ mm}$ und von $s = 0,39-2,70$ für $\varnothing 8 \text{ mm}$. Unter Berücksichtigung der geringen Stichprobenanzahl ($n = 4$) sollte die Streuung qualitativ betrachtet werden, so dass zwischen den Varianten nur zwischen starker und geringer Streuung differenziert werden kann (vgl. Variante S8-5 und S8-8).

Die Einzelkurven der Einschraubversuche sind in **Anhang 10.2.1** dargestellt.

Auf Basis des Vergleichs des maximalen Drehmomentes, das gemäß Norm DIN 267-30 [24] die Bewertungsgröße für das Einschraubverhalten darstellt, ist keine Differenzierung nach Querschnittsgeometrie oder Beschichtungssystem möglich. Ein möglicher Ansatz für den Vergleich der unterschiedlichen Anformbereiche stellt die Gegenüberstellung des Gradienten dar, **Gl. 5.1**.

$$G = \frac{\Delta M}{\Delta \vartheta} \quad \text{Gl. 5.1}$$

Zur weiteren Analyse werden die Mittelwertkurven durch lineare Approximation abgebildet und es folgt ein Gradientenvergleich der charakteristischen Drehmomentbereiche, **Abbildung 5.9**.

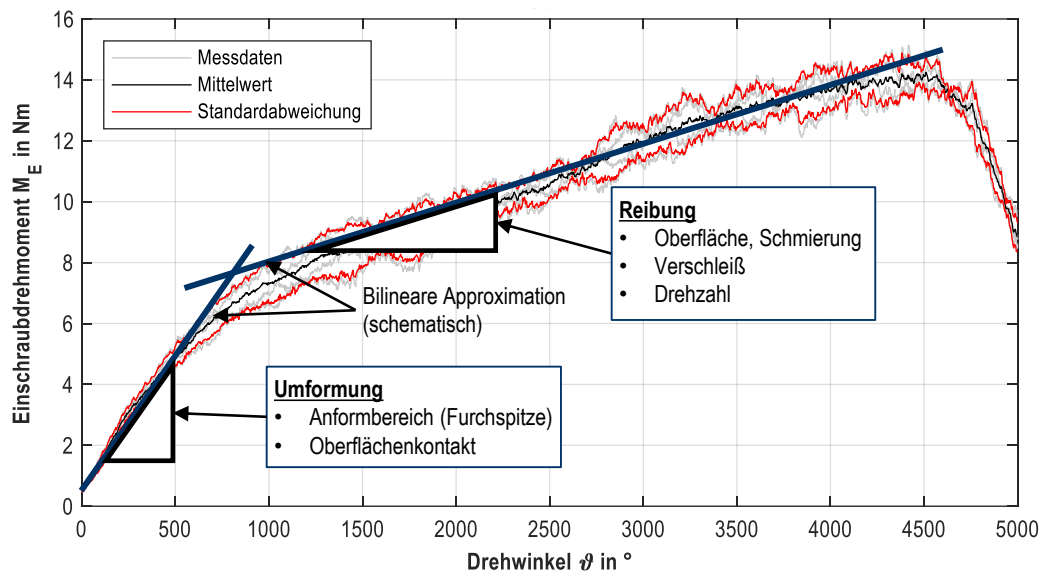


Abbildung 5.9: Schematische Darstellung der Drehmoment-Drehwinkel-Gradienten im Anform- und Ausformbereich

Die Einschraubkurve lässt sich in die zwei Bereiche unterteilen, die durch die Umformung im ersten Kurvenbereich und durch Reibung beim Durchschrauben des bereits gefurchten Gewindes im zweiten Kurvenbereich dominiert sind. Diese Bereiche unterscheiden sich je nach Schraubentyp durch unterschiedlich stark ausgeprägte Gradienten, siehe **Abbildung 5.10**. Die Varianten mit kreisrundem Querschnitt (S8-3 bis S8-5 und S8-7) haben tendenziell steilere Drehmomentverläufe beim Anformen als die trilobularen Querschnittsformen. Dies kann auf den größeren Querschnitt zurückgeführt werden. Die Querschnittsform alleine führt aber nicht zwingend zu höheren Furchmomenten, sondern wird durch die gesamte konstruktive Gestaltung der formgebenden Furchspitze bestimmt. Der Gradientenverlauf im reibungsdominierten Ausformbereich ist für galvanisch Zink-Nickel beschichtete Varianten (S8-6 bis S8-8) geringer als für die Varianten mit Zinklamellensystemen, was auf niedrigere Gewindereibungszahlen hindeutet. Das nach DIN 267-30 [24] zu bewertende Einschraubdrehmoment M_E wird dominiert durch den Umformanteil, der sich überwiegend aus der konstruktiven Gestaltung der Furchspitze ergibt.

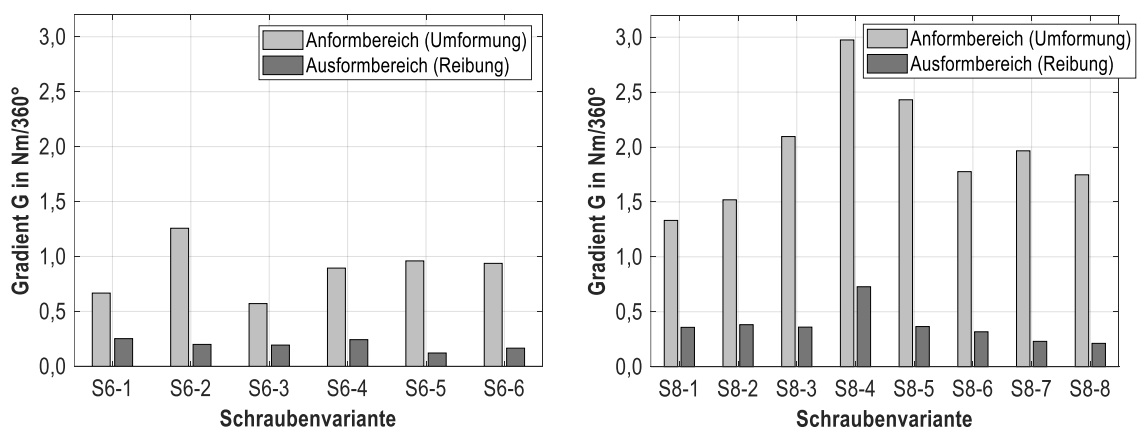


Abbildung 5.10: Vergleich der Gradienten der Einschraubkurven im Anform- und Ausformbereich der durchgeführten Normversuche nach DIN 267-30 für Ø6 (links) und Ø8 (rechts)

Die in **Abbildung 5.9** gezeigte vereinfachte Darstellung der bilinearen Approximation verglichen mit der tatsächlichen Einschraubkurve zeigt neben den herausgestellten Gradienten einen ausgeprägten Übergangsbereich zwischen den durch Umformung und Reibung dominierten Kurvenbereichen. Der Verlauf des Drehmomentes beim

Ansetzen und Eindrehen der Spitze kann durch eine detaillierte Analyse der Drehmomentänderung pro Winkelgrad in weitere charakteristische Teilbereiche eingeteilt werden, **Abbildung 5.11**.

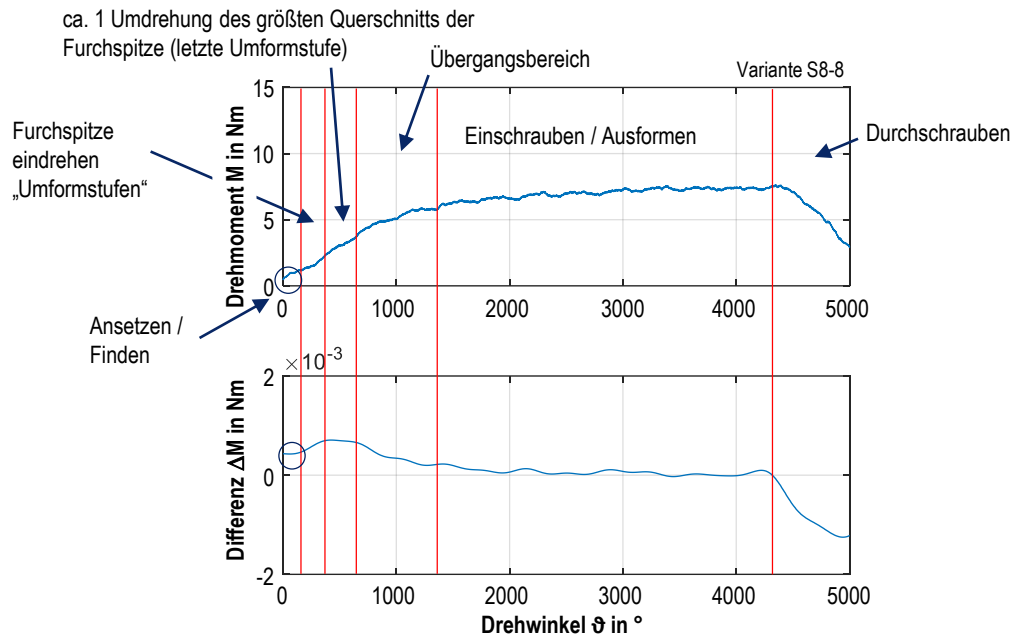


Abbildung 5.11: Detaillierte Drehmomentanalyse der Einschraubkurve am Beispiel S8-8

Der Beginn der Einschraubkurve ist durch das Ansetzen der Spitze bestimmt. Sobald die erste Flanke der Schraube im Vorloch des Mutterbauteils eindringt, steigt der Gradient an. Abhängig von der Ausprägung der konischen Geometrie und Zunahme des Querschnitts folgt ein ansteigender Bereich, der als das Eindrehen der Furchspitze betrachtet werden kann. Die Drehmomentänderung (ΔM) erreicht ein Plateau, das durch ca. eine Umdrehung der letzten Umformstufe der Furchspitze bestimmt ist. Die ersten Bereiche sind je nach Schraubengeometrie sehr unterschiedlich ausgeprägt und gehen teilweise fließend ineinander über. Für alle Varianten lassen sich aber Gradientendifferenzen im Anformbereich identifizieren. Diesem folgt ein Übergangsbereich, in dem der Gradient bis zum reibungsdominierten Bereich beim weiteren Eindrehen abfällt und anschließend ungefähr konstant ist. Beim Durchschrauben der Spitze fallen Drehmomentverlauf und Gradient ab, bis die Furchspitze vollständig durchgeschraubt ist. Dieser Punkt wird erreicht, wenn die Drehmomentdifferenz ΔM wieder annähernd konstant verläuft und das Drehmoment ausschließlich durch Gewindereibung bestimmt ist. Die beschriebenen Bereiche unterscheiden sich bei den verglichenen Varianten im analysierten Verhältnis ΔM zu $\Delta \theta$ teilweise signifikant. Der unter **Abbildung 5.10** verglichene Gradient des Furchbereichs stellt somit eine integrale Größe des gesamten Furchbereichs dar, ist aber bereits ausreichend, um kennzeichnende Unterschiede zwischen den Varianten zu identifizieren. Der Bereich des Ausformens ist überwiegend durch die Oberflächenreibung im Gewindegewindekontakt bestimmt, kann aber durch adhäsive Kaltaufschweißungen oder abrasiven Verschleiß durch Spannbildung überlagert sein, **Abbildung 5.12**. Mögliche Verschleißformen beim Gewindefurchen wurden in [1] detailliert beschrieben.

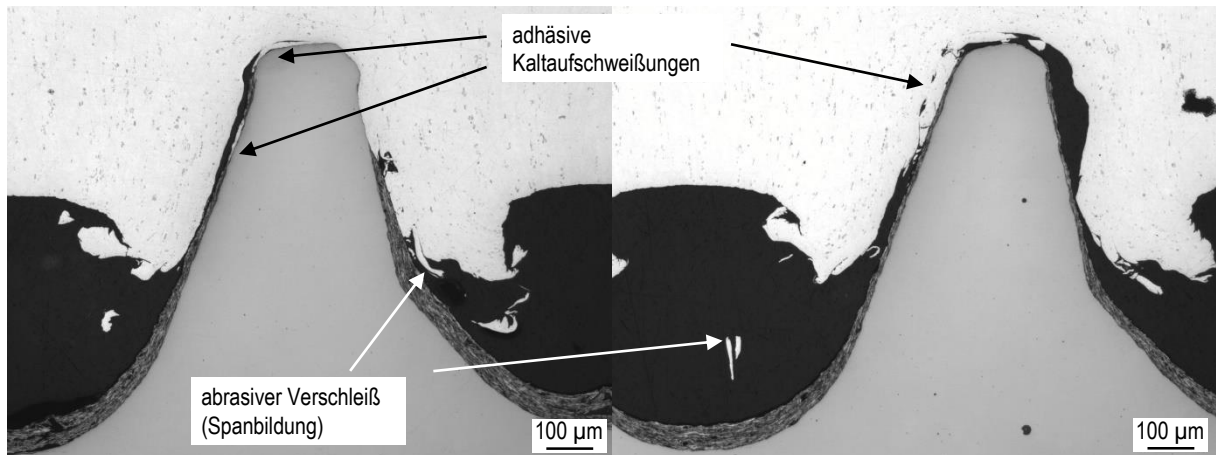


Abbildung 5.12: Darstellung von Verschleißformen beim Gewindefurchen

Der Kurvenbereich, der sich nach dem vollständigen Durchschrauben ergibt, stellt ein Vergleichsmaß für die Gewindereibung ohne Anteile der Umformarbeit dar. Dieser fällt für galvanische Zink-Nickel Systeme tendenziell geringer aus als für Zinklamellensysteme. Im Vergleich zu klassischen Einschraubkurven in vorgeschnittene Gewinde ist beim Gewindefurchen permanent Kontakt zwischen Schrauben- und Muttergewinde auch ohne Vorspannung. Dadurch ergeben sich größere und homogenere Kontaktflächen, die eine unmittelbare Auswirkung auf die Lasteinleitungsbedingungen der vorgespannten Schraubenverbindung haben.

Für die weitere Analyse werden die verschiedenen Geometrien der gewindefurchenden Spitzen mittels Profilprojektor erfasst und qualitativ verglichen, **Abbildung 5.13**. Die Furchspitzen unterscheiden sich durch den Anstellwinkel κ , der linear oder nichtlinear ausgeführt ist und ein Maß dafür darstellt, wie schnell die Umformung auf Größe des vollen Schraubenquerschnitts erfolgt. Die Änderung der Flankenquerschnittgröße (mittlere Zahnhöhe) über die Furchlänge l_{Furch} ist für die Varianten unterschiedlich. Bei den Varianten S8-4 und S8-7 ist jeweils nur ein Gewindegang mit reduzierter Zahngeometrie zu sehen, bevor die vollständig ausgeformte Flankengeometrie vorhanden ist.

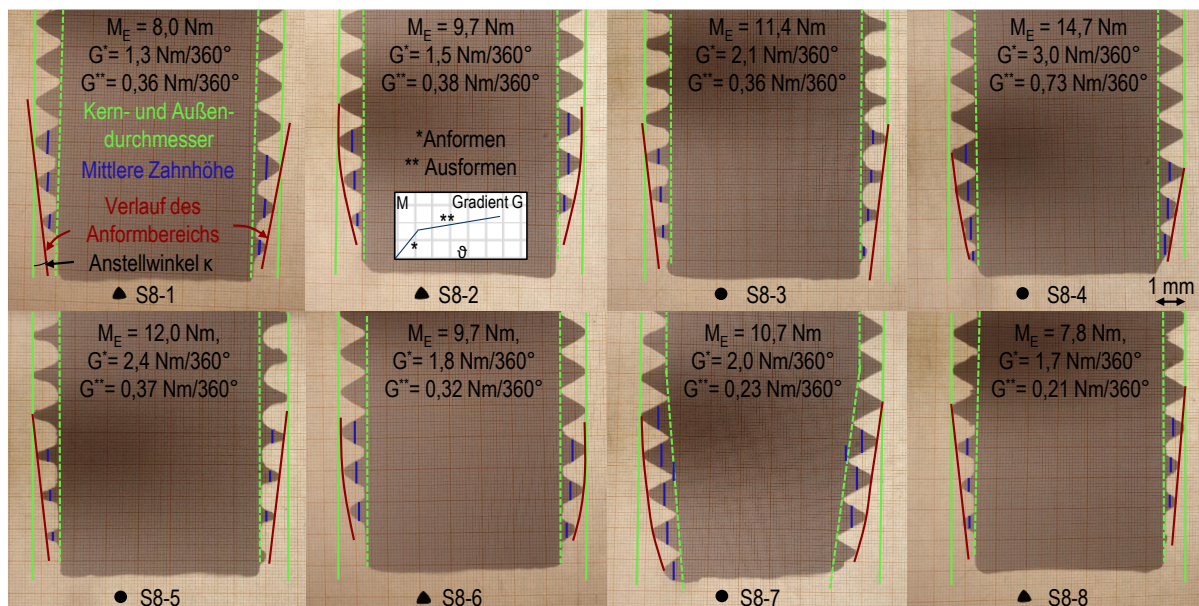


Abbildung 5.13: Profilvergleich der Furchspitzengeometrie für die Varianten S8-1 bis S8-8

Variante S8-4 kennzeichnet eine relativ kurze Furchspitze mit großem Anstellwinkel und großen Zahnhöhen, was sich unmittelbar in einem großen Drehmomentgradienten widerspiegelt (**Abbildung 5.10**). Variante S8-7 hat gegenüber den anderen Varianten einen stark verjüngten Querschnitt bis in den Kernbereich, zeichnet sich aber durch annähernd konstante Zahnhöhen aus, woraus sich größere Kontaktflächen beim Eindringen in das Muttermaterial (abhängig vom Vorlochdurchmesser) ergeben. Der direkte Anstieg der Flanken geometrie auf annähernd den vollen Querschnitt führt zu hohen Einschraubdrehmomenten (**Abbildung 5.8**).

Resultierend aus den unterschiedlichen Kernquerschnitten (kreisrund ● und trilobular ▲) ergeben sich verschiedene Eingriffsflächen im Kontakt zwischen Schraube und umzuformendem Werkstoff. Die trilobularen Schraubenquerschnitte führen zu dem Effekt, dass das umzuformende Material aufgrund des nicht gleichmäßigen Durchmessers beim Eindrehen der Schraube elastisch zurückfedern kann, was die Höhe des Einschraubdrehmomentes reduziert.

Die detaillierte Analyse der Einschraubdrehmomentkurven ermöglicht einen Vergleich, der Rückschlüsse auf die unterschiedlichen Anformbereiche und die Oberflächenschutzsysteme, kombiniert mit aufgetragenem Gleitmittel zulässt. Die Unterschiede innerhalb der Beschichtungssystemgruppen Zinklamelle und Zink-Nickel lassen einen detaillierten Vergleich nicht zu, so dass immer das Gesamtsystem betrachtet werden muss. Weiterführend werden deshalb Versuche mit einem ausgewählten Gewindetyp durchgeführt, der mit unterschiedlichen Oberflächenschutzsystemen und Gleitmittelvarianten verschraubt wird, siehe **Kapitel 5.3**.

5.2.2 Charakterisierung der Mutterngewinde

In [44] wurde eine Methode zur Charakterisierung gefurchter Mutterngewinde mittels Nano-Indentation (NI) und Computertomografie (CT) vorgestellt. Die Methoden wurden weiterentwickelt und insbesondere der Prüfkrafterfluss der Nano-Indentation untersucht [1]. Zudem wird die Bildverarbeitung der virtuell erzeugten CT-Schnittebenen dahingehend weiterentwickelt, dass neben der automatisierten Konturerfassung zusätzlich die Fläche der Mutterngewindezähne automatisiert bestimmt und ausgemessen wird. Daraus ergibt sich die Möglichkeit einen Ausformgrad zu ermitteln. Gegenüber der konventionellen Methode, die ausgeformte Gewindegeometrie im metallografischen Schliffbild zu analysieren und zu vermessen, kann die Auswertung für das gesamte Bauteil in mehreren Ebenen erfolgen. Die Anzahl der Ebenen ist lediglich durch die Auflösung beschränkt. Darüber hinaus kann die Vermessung exakt in der Probenmitte vorgenommen werden, wohingegen die Schliffpräparation Ungenauigkeiten hervorruft, da die Zielpräparation auf Probenmitte nicht exakt erreicht werden kann und entsprechend eine Schliffposition nicht der nächsten gleicht. Dadurch ist der quantitative Vergleich der mit verschiedenen gewindefurchenden Schrauben gefurchten Gewinden im Schliffbild weniger genau. Der metallografische Schliff ermöglicht jedoch mittels der Methoden der Werkstoffanalytik einen qualitativen Vergleich der Ausformung sowie eine Bewertung des Umformgefüges, beispielsweise anhand der Korngröße. Die zeit- und kostenaufwendigen Schliff- und CT-Untersuchungen werden nur für die Abmessung Ø8 durchgeführt.

5.2.2.1 Gewindeausformung - Schliffbilder

Für die durchgeführten Verschraubungen werden die gefurchten Gewinde aus den Einschraublechen getrennt und auf Probenmitte des Nenndurchmessers zielpräpariert. Die mit den verschiedenen Schraubentypen geformten Mutterngewinde unterscheiden sich in der geometrischen Ausformung der Gewindeflanken und der Ausrundung

des Gewindegrundes. Das Muttergewindematerial wird beim Eindrehen der Schraube verdrängt und fließt längs der Schraubengewindeflanken in Richtung des Schraubenkerns. Mit zunehmendem radialen Fließanteil erfolgt die Ausformung in axialer Schraubenrichtung, wodurch sich die typischen „Gewindekrallen“ ausbilden, **Abbildung 5.14**.

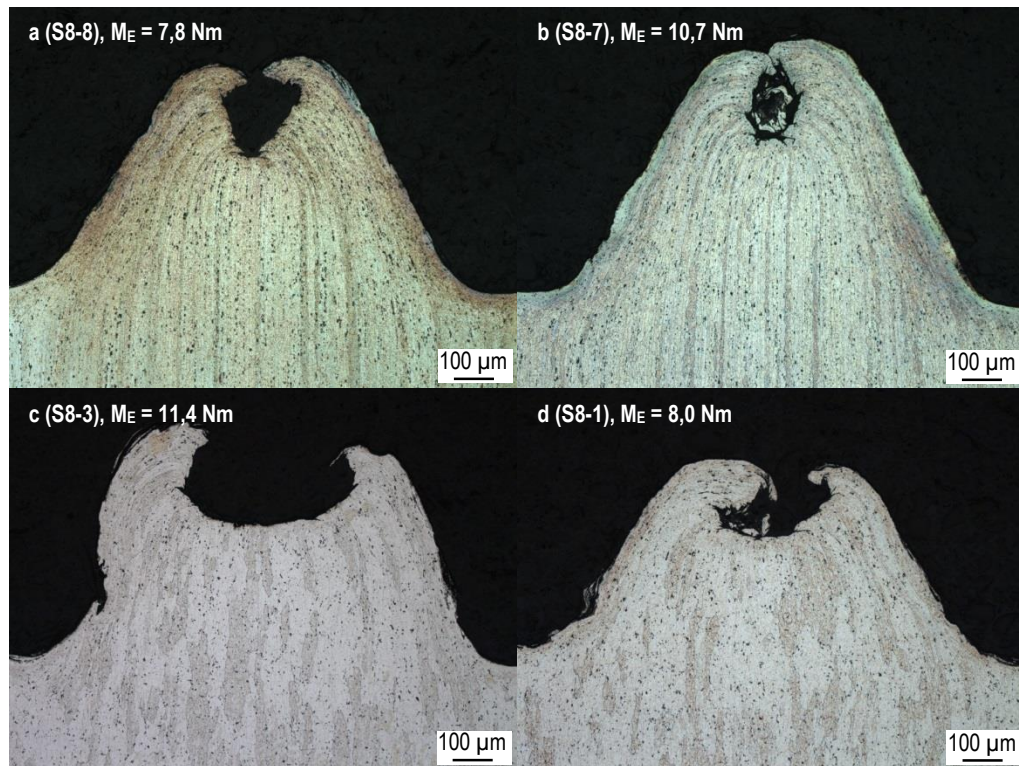


Abbildung 5.14: „Gewindekrallen“ ausgewählter Beispiele: Variante S8-8 (a), S8-7 (b), S8-3 (c) und S8-1 (d) [44]

Die vier ausgewählten Beispiele zeigen von weniger stark ausgeformtem Muttergewinde (Ansicht c, Schraube S8-3) bis zu fast vollständig geschlossenem Muttergewinde (Ansicht b, S8-7) stark unterschiedliche Ausprägungen der Muttergewindeausformung. Die Ausformung korreliert nicht mit dem dafür erforderlichen Einschraubdrehmoment M_E . Der Vergleich der Varianten S8-8 (Detailansicht a) und S8-1 (Detailansicht d) zeigt, dass bei annähernd gleichem Einschraubdrehmoment die Muttergewindeausformung geometrisch stark unterschiedlich sein kann. Zudem führt ein hohes Einschraubdrehmoment nicht zwingend zu einer guten Ausformung im Sinne einer großen Menge verdrängten Volumens (vgl. Variante S8-7 und S8-3). Hohe Reibungszahlen, die einen langsameren Materialfluss in Richtung des Schraubenkerns bewirken, können ebenfalls die Ursache eines hohen Einschraubdrehmomentes sein.

Der Einfluss der Werkstofftextur des gewalzten Profils auf die Gewindeausformung wurde exemplarisch an zwei Varianten (S8-3, S8-7) durch Schliffbilder in Quer- und Längsrichtung der Einschraubplatte untersucht. Die Gewindeausformung zeigt sich richtungsunabhängig, die Textur ist demnach vernachlässigbar.

Die Ausrundung im Muttergewindegrund hängt von der Spitze der Schraubenflankengeometrie ab und wird zusätzlich durch die Prozessführung bei der Montage beeinflusst. **Abbildung 5.15** zeigt eine Gegenüberstellung der mit den Varianten S8-1 bis S8-8 geformten Muttergewinde.

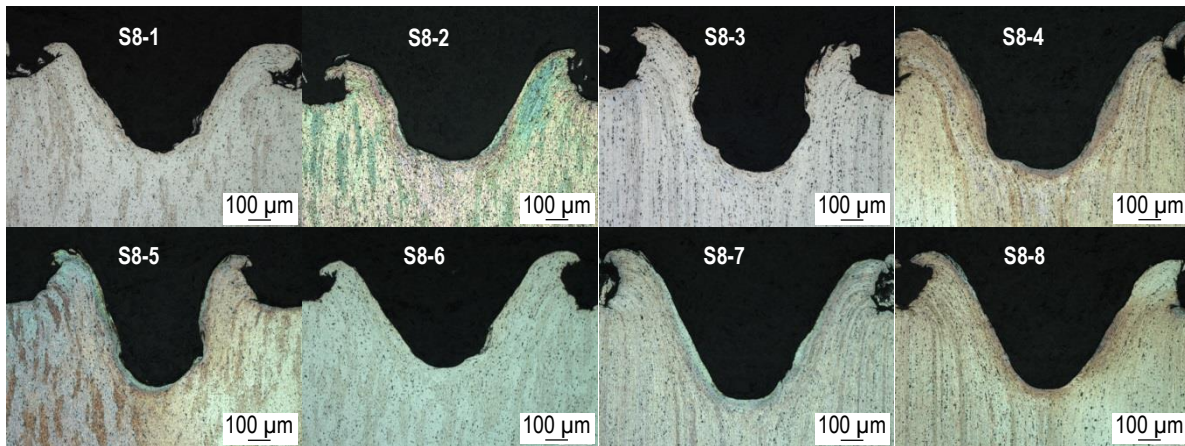


Abbildung 5.15: Vergleich der geometrischen Ausformung des Gewindegrunds und der Gewindeflanken für die Schraubentypen S8-1 bis S8-8 [44]

Die Oberflächenkonturen der Muttergewinde, die mit Schrauben mit Zink-Nickel als Oberflächenschutzsystem (S8-6 bis S8-8) gefurcht wurden, erscheinen in den Darstellungen des metallografischen Schiffs ebener gegenüber den Varianten mit Zinklamellenoberflächen. Die Annahme einer homogenen Oberfläche wird durch Betrachten der Gewindekrallenspitzen unterstützt, die für die Varianten S8-1 bis S8-5 zerklüfteter erscheinen. Da die Umformung beim Gewindefurchen durch gleitende Reibung erfolgt, ist ein abrasiver Verschleiß möglich. Durch Eindringen der harten und rauen Schraubenoberfläche in das umzuformende tribologisch beanspruchte Aluminium kann es durch die Relativbewegung der Kontaktpartner zu Materialabtrennungsprozessen kommen (Spanbildung, abrasiver Verschleiß) [84]. Der durchgeführte Normversuch [24] stellt eine Durchgangverschraubung dar. Herausfallende Späne wurden gesammelt und ausgewogen. Das Gewicht der gesammelten Späne konnte mittels Waage nicht quantifiziert werden ($< 1 \text{ mg}$) und erscheint vernachlässigbar.

Neben dem qualitativen Vergleich der Geometrie wird die Gewindeausformung im Schiffsbild vermessen und durch Bestimmung des Traganteils quantifiziert, **Tabelle 5.3**. Die Gewindevermessung ist beispielhaft für die Variante S8-6 dargestellt, siehe **Abbildung 5.16**. Ausgehend vom Gewindegrund wird die maximale Ausprägung des Muttergewindes und die untere Höhe des sogenannten „Fischauges“ gemessen. Die Gewindezahnhöhen variieren im Bereich von $400\text{--}660 \text{ }\mu\text{m}$. Für die Vermessung der Gewindegrundausrundungen wird jeweils ein Kreismuster an die Geometrie angelegt. Die bestimmten Radien der Kreise variieren im Bereich von $r_{\text{MG}} = 150\text{--}270 \text{ }\mu\text{m}$. Die Werte stellen nur eine Annäherung an die tatsächliche Geometrie dar, die eher einer elliptischen Kontur gleicht. Ein Nichteinhalten der Koaxialität von Schraubenachse und Bohrungsachse oder eine fertigungsbedingte Exzentrizität von Kopf zu Schaft führen zu einer Pendelbewegung der Schraube beim Eindrehen, was sich unmittelbar auf die Ausformung des Muttergewindes auswirken kann [44]. Je früher die Schraube sich stabilisiert, d. h. dass der Bereich der formgebenden Spitze vollständig eingeschraubt ist, desto weniger stark ausgeprägt sind die Auswirkungen der genannten Effekte (vergleiche Gradient im Anformbereich **Kapitel 5.2.1**).

Auf Basis der im Schiff abgeleiteten Gewindedaten wird jeweils der Traganteil nach **Gl. 2.2**, **Kapitel 2.1.2** bestimmt. Aufgrund abweichender Kerndurchmesser der zu vergleichenden Schrauben wird zwecks der Vergleichbarkeit als Referenz der Kerndurchmesser des genormten metrischen Gewindes (für M8 $d_3 = 6,466 \text{ mm}$) ausgewählt, um einen einheitlichen Bezug zur Bestimmung des Traganteils zu erhalten.

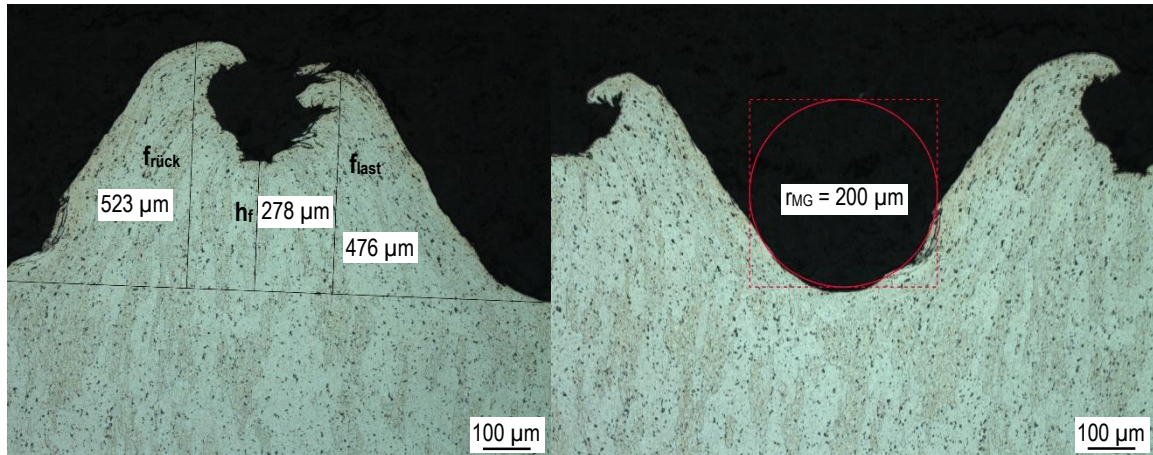


Abbildung 5.16: Gewindevermessung im Schlifffbild (Variante S8-6)

Weniger stark ausgeformte Mutterngewinde (z. B. S8-1, S8-2) haben einen Traganteil von $TA \approx 60\%$. Stark ausgeformte Gewinde, wie z. B. Variante S8-7 haben einen Traganteil von $TA > 80\%$. Die maximale Ausformung und der Traganteil zeigen deutliche Unterschiede der gefurchten Mutterngewinde. Aus der daraus resultierenden Flankenüberdeckung zwischen Schrauben- und Mutterngewinde ergeben sich für eine vorgespannte Schraubenverbindung große Unterschiede in den Kontaktflächen und der daraus hervorgehenden Lastübertragung. Insbesondere für quasi-statische Festigkeitskennwerte ist ein Einfluss zu erwarten. In den später folgenden Kapiteln werden der Einfluss der Gewindeausformung auf das Überdrehmoment und die Vorspannkraft (**Kapitel 5.3**) sowie der Einfluss des Vorlochdurchmessers auf die Ausreißkraft (**Kapitel 5.4**) untersucht.

Tabelle 5.3: Ergebnisse - Geometrievermessung der gefurchten Gewinde im Schlifffbild

Variante	Oberfläche	Querschnitt	r_{MG} in μm	h_v in μm	$f_{rück}$ in μm	f_{last} in μm	h_f in μm	Traganteil in %
S8-1	ISO 10683	trilobular	175	25-38	487	492	303	64,1
S8-2	ISO 10683	trilobular	228	23-66	484	431	249	63,1
S8-3	ISO 10683	kreisrund	207	20-41	609	632	398	82,4
S8-4	ISO 10683	kreisrund	241	19-44	554	624	369	81,4
S8-5	ISO 10683	kreisrund	169	14-29	579	598	358	78,0
S8-6	ISO 4042	trilobular	172	13-56	523	476	278	68,2
S8-7	ISO 4042	kreisrund	167	14-55	626	659	406	85,9
S8-8	ISO 4042	trilobular	241	19-44	554	624	369	81,4

mit f_{last} , $f_{rück}$: Gewindekrallenausprägung, h_f : Höhe des Fischauges, h_v : verfestigter Bereich (gestreckte Kornstruktur)

Die geätzten Schliffe zeigen einen Randbereich von ca. 20 bis 70 μm , in dem infolge der plastischen Verformung eine signifikant geänderte Kornstruktur zu erkennen ist, **Abbildung 5.17**. Es schließt sich ein Übergangsgebiet von ca. 30 bis 60 μm an, in dem sich die Korngröße zunehmend der des Grundmaterials annähert. Die Ausprägung dieser Bereiche variiert um den Gewindegrund. Der größte Bereich plastischer Verformung kann in der Mitte des Gewindegrundes festgestellt werden. [44]

Die Bestimmung der umgeformten Bereiche über die Darstellung des geätzten Gefüges im metallografischen Schlifffbild unterliegt einem subjektiven Einfluss des Prüfers, da die Übergänge der Bereiche unterschiedlicher Korngrößen nicht exakt identifizierbar sind. Die Quantifizierung der Verfestigung wird daher im Weiteren mithilfe der Nano-Indentation durchgeführt, **Kapitel 5.2.2.3**.

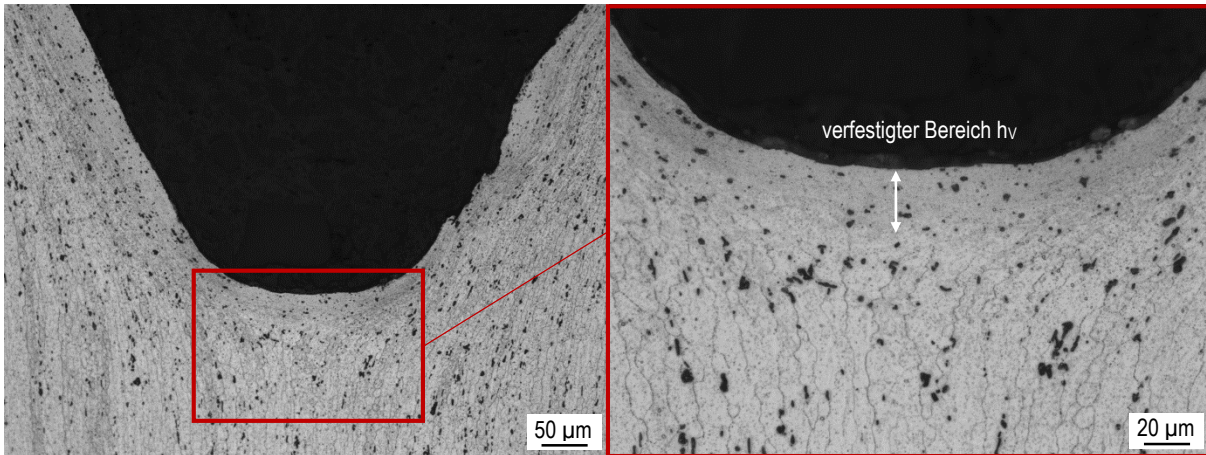


Abbildung 5.17: Veränderte Korntextur im Randbereich des durch Umformung erzeugten Mutterngewindes (S8-7)

Die Einzelbilder metallografischer Schliffe und der Gewindevermessung sind in **Anhang 10.2.2** dargestellt.

5.2.2.2 Gewindeausformung - Computertomografie

Die Geometrie der gefurchten Mutterngewinde wird neben der vergleichenden Darstellung im metallografischen Schliff mithilfe der Computertomografie (CT) ausgewertet. Die CT-Aufnahmen werden am Gerät vtomex-s der Firma GE erstellt, siehe **4.5 Computertomograf**.

Abbildung 5.18 zeigt den Workflow von der Digitalisierung des Bauteils mittels CT bis zum Post-processing der digitalen Bildverarbeitung in der Software Matlab.

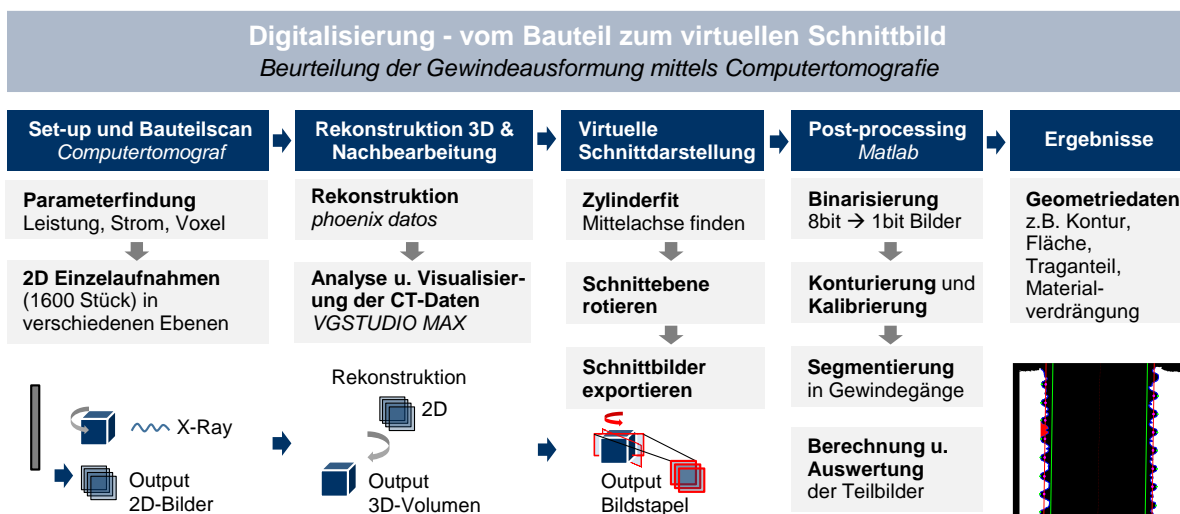


Abbildung 5.18: Workflow zur Computertomografie und dem Post-processing

Die Bauteile werden gescannt und die unter wechselnder Bauteilrotation erstellten 2D-Einzelaufnahmen mittels der Software *phoenix datos* zu einem dreidimensionalen Körper rekonstruiert. In der Software *VGSTUDIO MAX* wird anschließend ein virtueller Schnitt exakt in der Mitte des Bauteils erzeugt. Dazu wird zunächst ein Zylinderelement an das Bauteil individuell angepasst, in dem über die Mittelpunkte der Gewindegründe die Achse des Zylinders bestimmt wird. Anschließend wird eine Schnittebene durch die Mittelachse gelegt und diese durch das Bauteil rotiert. Im Vergleich zum metallografischen Schliffbild können so Informationen der Gewindeausformung über 360 ° gewonnen werden, die nur durch die Diskretisierung anhand der gewählten Anzahl an Schnittbildern eine begrenzte Auflösung des Volumenkörpers darstellen. In [44] wurde über 1001 Schnittebenen eine Auflösung von ca. 0,36 °

zwischen zwei Bildern gewählt. Mit dieser Anzahl an Bildern liegt ausreichend Information vor, um einen Film durch das Bauteil zu erstellen und die Gewindeausformung kontinuierlich zu betrachten. Über den Umfang können abhängig von der Schnittebene Unterschiede in der Ausformung des gefurchten Mutterngewindes beobachtet werden. Eine Analyse zur Anzahl auszuwertender Bilder ergab, dass eine diskrete Auswertung von neun Schnittebenen (Schrittweite 40 °) ausreichend ist, um die mittlere Ausformung für den gesamten Umfang abzuschätzen und lokale winkelabhängige Unterschiede berücksichtigen zu können. **Abbildung 5.19** zeigt die Darstellung einer virtuellen CT-Schnittansicht (links) und ein Binärbild (rechts), das zur Beurteilung der Gewindeausformung mittels einem dafür selbst entwickelten Matlabcode im Post-processing erstellt wird.

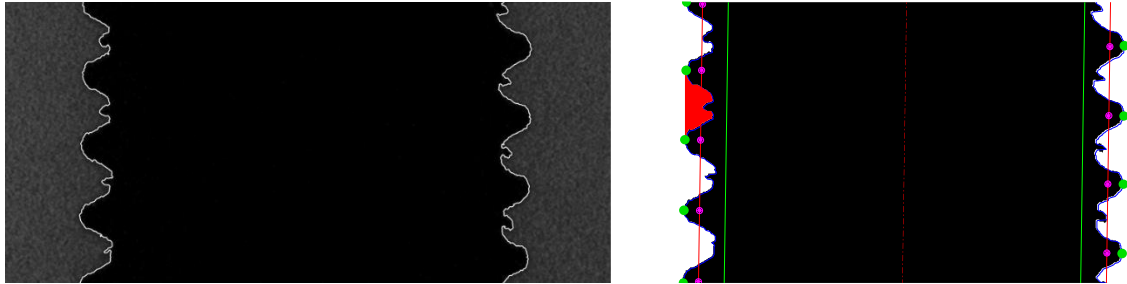


Abbildung 5.19: CT-Aufnahme des ausgeformten Gewindes, virtuelles Schnittbild (links) und mittels Post-processing in Matlab abgeleitetes Binärbild zur Bewertung der Gewindeausformung (rechts)

Input für das Post-processing stellen pro Variante die neun Schnittbilder dar, die in 8-bit Farbtiefe (256 Abstufungen zwischen schwarz und weiß) als Output der Software VGSTUDIO MAX zur Verfügung gestellt werden. Zunächst erfolgt eine Binarisierung des Inputbilds mittels Threshold-Segmentierung. Über die absolute Häufigkeit der Grauwerte (histogrammbasierte Segmentierung) wird automatisch ein Schwellenwert als Filtergröße gewählt, der die Bildpunkte für Material zu weißen Pixeln und Luft zu schwarzen Pixeln segmentiert. Die Konturierung beinhaltet das Auffinden der Gewindekontur, durch die Bestimmung minimaler Abstände ausgehend von der Bildmitte. Im Anschluss folgt die Kalibrierung über einen Skalierungsfaktor Pixel/mm mithilfe der Gewindesteigung. Über die Einschraubtiefe wird die mittlere Pixelanzahl als Abstand zwischen den einzelnen Gewindegründen ermittelt und über das Steigungsmaß $P = 1,25 \text{ mm}$ (für M8) kalibriert. Die Gewindesteigung stellt das Maß der Schraube dar, was fertigungsprozessbedingt annähernd keine Streuung aufweist. Darauf folgt eine Segmentierung in Teilbilder der einzelnen Gewindegänge (ROI, Range of Interest), siehe **Abbildung 5.19** (grüne Punkte). Mit der Kenntnis des Vorlochdurchmessers (rote Linie), der Mittelachse (rot gestrichelte Linie) und des Kerndurchmessers der Schraube (grüne Linie) werden die geometrischen Referenzen, u. a. für die Bestimmung des Traganteils bestimmt und eingezeichnet. Die Fläche eines Gewindezahns wird durch Aufsummieren der Pixel und durch Multiplikation der konstanten Kantenlänge eines Pixels berechnet.

Die mittels CT abgeleiteten Traganteile werden den im metallografischen Schliffbild bestimmten Ergebnissen gegenübergestellt, **Abbildung 5.20**. Der Traganteil stellt pro Variante eine über die Einschraubtiefe bzw. die Kontur der Schnittdarstellung (links und rechts) sowie über die neun Schnittbilder gemittelte Größe dar. Nicht vollständig ausgeformte Gewindegänge im Anfangs- oder Endbereich werden von der Auswertung ausgenommen. Es werden ab dem ersten voll ausgeformten Gewinde pro Seite fünf aufeinanderfolgende Gewindegänge ausgewertet. Die im Schliff bestimmten Traganteile zeigen sowohl Unter- als auch Überschätzungen der Gewindeausformung gegenüber den Ergebnissen, die mittels CT abgeleitet werden.

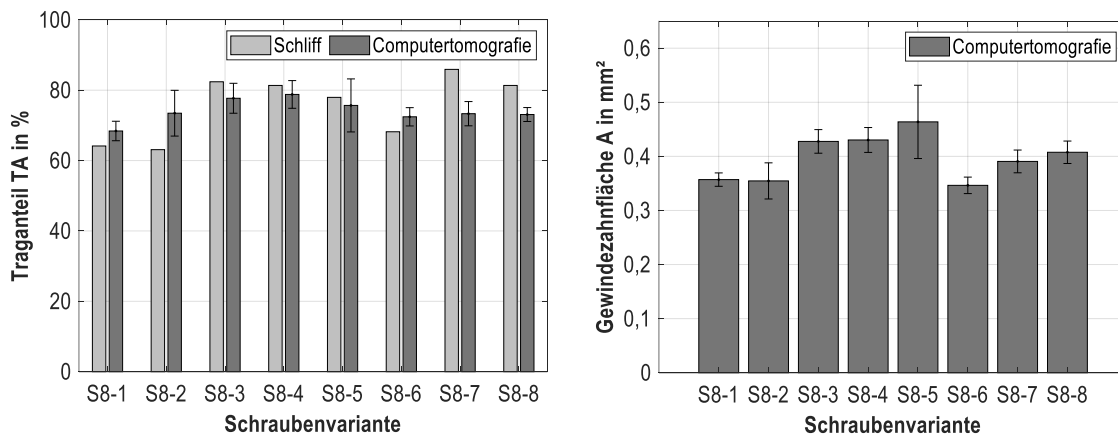


Abbildung 5.20: Auswertung des Traganteils aus Schliff und CT (links) und der Gewindezahnfläche mittels CT (rechts)

Die Auswertung der Geometrie im Schliff stellt die Stichprobe einer Bauteilebene dar, die präparationsbedingt (Abweichung zur Mittelachse) Ungenauigkeiten birgt. Für Variante S8-7 ergibt sich ein Unterschied des Traganteils von 85,9 % im Schliff zu 73,3 % im CT. Der mittlere Traganteil, als das Verhältnis der maximalen Ausprägung zum radial möglichen Ausformplatz, stellt unter Berücksichtigung möglicher Schiefstellungen der Schraube oder anderer Prozesseinflussgrößen beim Eindrehen, nur dann eine repräsentative Vergleichsgröße dar, wenn verschiedene Schnittebenen betrachtet werden. Der Verlauf des arithmetischen Mittels schwankt für die betrachteten Ebenen nur geringfügig, die mögliche Streuung innerhalb einer Ebene kann jedoch sehr groß sein, **Abbildung 5.21**. Die für das Beispiel S8-2 gezeigten Traganteile der Schnittebenen 80 ° und 240 ° streuen im Vergleich zu anderen Schnittebenen gering und führen zu der Erkenntnis, dass die Wahl der Schnittebene für die Bestimmung des Traganteils einen signifikanten Einfluss haben kann. Durch die Darstellung des Traganteils über den betrachteten Bauteilwinkel und unter der separaten Auswertung des Gewindes links und rechts ist es zum einen möglich, z. B. Schiefstellungen der Schraube zu erkennen, zum anderen das Auswertungsverfahren zu validieren. Erkannte Muster müssen sich nach 180 ° wiederholen, da dann die Schnittebene eine gespiegelte Darstellung aufzeigen muss.

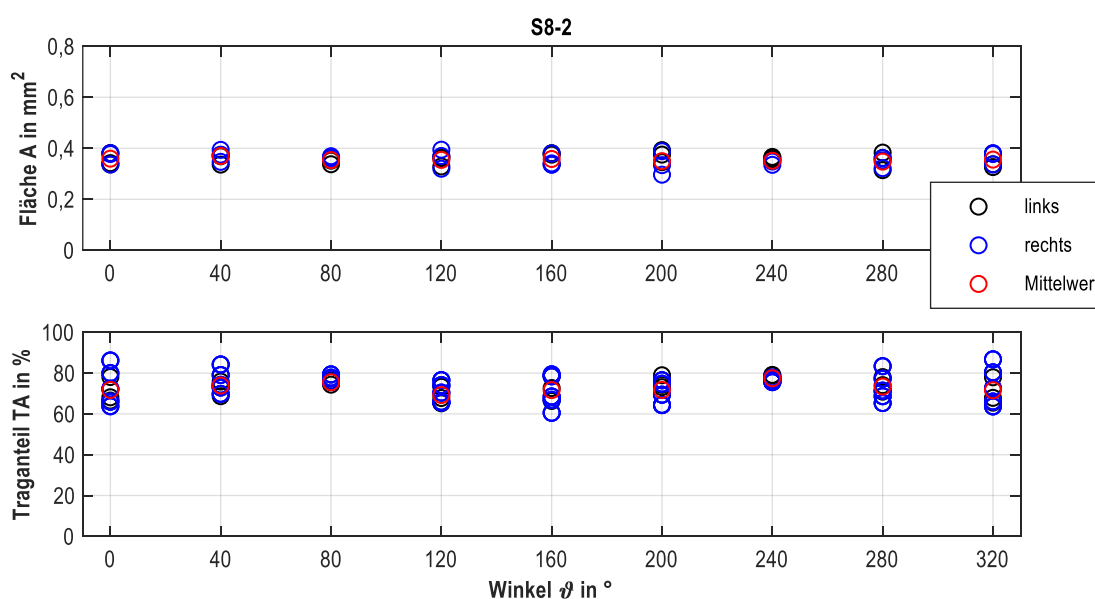


Abbildung 5.21: Verlauf der Gewindezahnfläche (oben) und des Traganteils (unten) über die stufenweise rotierte virtuelle CT-Schnittebene. Beispielvariante: S8-2.

Die Auswertung der Schnittebenen 0 ° und 240 ° ist exemplarisch dargestellt und zeigt die unterschiedliche Ausformung über die Einschraubtiefe an stark schwankenden Traganteilen innerhalb einer Ebene, die hier auf eine dreidimensionale Schrägstellung der Schraube zurückgeführt werden kann, **Abbildung 5.22**. Für ausgewählte Gewindegänge ist der bestimmte Traganteil beschriftet, der durch ein unterschiedlich tiefes Eindringen des Schraubengewindes infolge der Schrägstellung begründet ist.

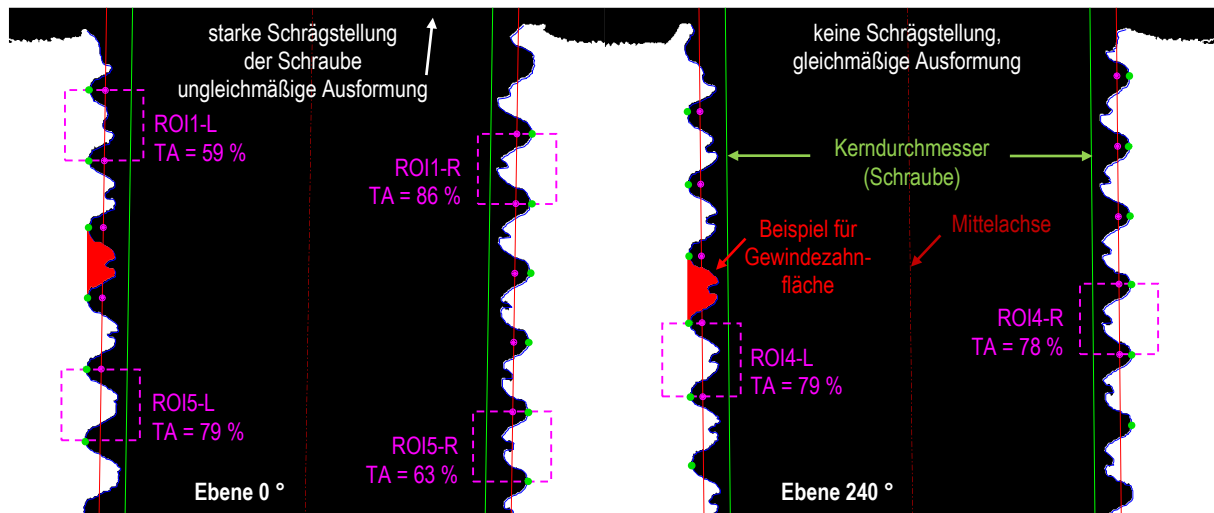


Abbildung 5.22: Streuung des Traganteils am Beispiel der Schnittebenen 0 ° und 240 ° für Variante S8-2

Im Vergleich zum Traganteil erscheint die ermittelte Gewindezahnfläche als besseres Vergleichsmaß der Gewindeausformung mit geringerer Abhängigkeit zur Schnittebene auch für große Schiefstellungen der Schraube. Die durchschnittliche Fläche wird neben der Größe des Vorlochdurchmessers wesentlich durch die formgebende Gewindegeometrie bestimmt und unterliegt einer für das Bauteil betrachtet geringeren Streuung als der Traganteil. Die Schrauben S8-1, S8-2 und S8-6 sind von identischem Gewindetyp und führen zu vergleichbaren Flächen der ausgeformten Mutterngewindezähne (Abbildung 5.20). Für die Varianten S8-3 und S8-5 ergeben sich größere Gewindezahnflächen, die auf den kleineren Flankenwinkel der Schraube zurückzuführen sind. Die geometrische Stärkung des Mutterngewindes führt zu einer Erhöhung der Mutterngewindetragfähigkeit gegenüber dem symmetrischen 60° Flankenwinkel des ISO-metrischen Gewindes [1, 85].

Zusammenfassend stellt die Auswertung des Traganteils mittels CT eine genauere Methode als die Bestimmung über das metallografische Schliffbild dar. Es ist sichergestellt, dass die Auswertung exakt in der Schnittebene der Mittelachse erfolgt und es ist die Möglichkeit gegeben, die Ausformung für verschiedene Schnittebenen zu bewerten. Je größer die Schnittebenenanzahl, desto genauer ist der dreidimensionale Umformprozess darstellbar. Die diskretisierte Betrachtung über eine begrenzte Anzahl an Schnittebenen führt bereits zur Möglichkeit die Streuung der Ausformung über den Umfang zu betrachten. Der Mittelwert des Traganteils zeigt im Gegensatz zur Streuung der einzelnen Schnittebenen keine starke Schwankung. Für das Beispiel S8-2 liegt die Standardabweichung der Schnittebenen im Bereich $s = 0,02-0,09$. Demnach ist die Bestimmung des Traganteils im Schliffbild nur dann repräsentativ, wenn mehrere Gewindegänge, wie am Beispiel der CT-Bilder gezeigt, Berücksichtigung finden. Dadurch wird eine vergleichbar geringe Unabhängigkeit zur Wahl der Schnittebene, wie für die Auswertung der Gewindezahnfläche erreicht. Die Gewindezahnfläche stellt ein gutes Vergleichsmaß für die Gewindeausformung

dar und kann für Festigkeitsbetrachtungen wie das Ausreißen des Mutterngewindes oder das Mutterngewindeversagen im Überdrehversuch eine mögliche Korrelationsgröße darstellen.

Der CT-Scan hat bei signifikant höherem Informationsgehalt auch einen zeitlichen Vorteil gegenüber der Schliifpräparation. Für die hier gewählte Konfiguration ergeben sich Scanzeiten von ca. 15 min und weitere 15 min für die Aufbereitung der Daten. Das Post-processing der digitalen Bildverarbeitung mittels Matlab erfolgt vollständig automatisiert und ist abhängig von der Anzahl der Schnittebenen innerhalb kurzer Zeit abgeschlossen (für neun Schnittbilder < 5 min). Der mögliche Fehler in der Genauigkeit der Auswertung liegt in der Auflösung des CT-Geräts (0,6 μm) sowie in der Diskretisierung durch die Bildnachbearbeitung in Form der Threshold-Segmentierung und der Kalibrierung (Fehler: 0,5-1 Pixel \approx 7-13 μm). Ein weiterer Vorteil der Computertomografie liegt in der Möglichkeit den virtuell erzeugten 3D-Volumenkörper als CAD-Modell über Triangulation als STL-Datei abzuleiten und für Festigkeitsbetrachtungen oder zur Validierung von Umformsimulationen mittels der Finite-Elemente-Methode zu verwenden.

5.2.2.3 Verfestigung - Nano-Indentation

Die im metallografischen Schliif beobachtete Änderung der Kornstruktur im randnahen Bereich wird mithilfe der instrumentierten Härteprüfung nach DIN EN ISO 14577 [80] weiter analysiert und in Form einer Härteprofilbestimmung quantifiziert. Die Härte eines Werkstoffs wird für die bekannten Verfahren wie Rockwell, Vickers und Brinell nach Rücknahme der Prüfkraft bestimmt. Der Einfluss der elastischen Verformung unterhalb des Eindringkörpers kann so nicht berücksichtigt werden. Wesentliche Charakteristik des Verfahrens der instrumentierten Prüfung ist, dass während der elastischen und plastischen Verformung die Kraft und der Weg gemessen werden. Durch diese Methodik können neben der Härte auch andere Eigenschaften des Werkstoffs bestimmt werden, wie z. B. der Eindringmodul E_{IT} oder der Kriechmodul C_{IT} . Die bestimmbareren Größen werden ohne optische Ausmessung des verbleibenden plastischen Härteeindrucks ermittelt. Die instrumentierte Härteprüfung wird abhängig von Prüfkraft und Eindringtiefe in die Bereiche Makro-, Mikro- und Nanohärte unterteilt [80]. [1]

Die konventionelle Mikrohartprüfung, die im Bereich HV 0,01 bis HV 0,2 angewendet wird [86], eignet sich für die Prüfung des verformten Bereichs nicht. Für einen Mikrohartabdruck nach HV 0,01 wird eine mittlere Diagonale von ca. 40 μm gemessen, so dass maximal ein Hartabdruck in dem Bereich des Mutterngewindes gesetzt werden kann, der am stärksten verformt ist. [44]

In [44] wurde mittels der instrumentierten Eindringprüfung durch bis zu 400 Härteeindrücken pro Gewindegang in einem kreisförmigen Muster um den Gewindegrund der Härtegradient bestimmt, **Abbildung 5.23**. Die Prüfung erfolgte auf dem Nano-Indenter Unat der Firma Advanced Surface Mechanics GmbH (**Kapitel 4.6 Nano-Indenter**). Die in [44] generierten Ergebnisse werden mit der in [1] weiterentwickelten Analyse-methode detailliert untersucht. Das dargestellte Prüfraster (**Abbildung 5.23-a**) zeigt ein ideales Kreismuster, das bei der Prüfung an die Geometrie des Mutterngewindegrundes angepasst wurde (**Abbildung 5.23-b**). Die Ausformung des Gewindegrundes entspricht nicht exakt der Geometrie eines Kreises, wodurch sich im Randbereich verschiedene Abstände des ersten Prüfradius zum Rand einstellen. Auf ca. 10 Radien im Abstand von 10 μm wurden über den Winkelbereich von +90 ° bis -90 ° symmetrisch zur Gewindegrundmitte Härteeindrücke gesetzt.

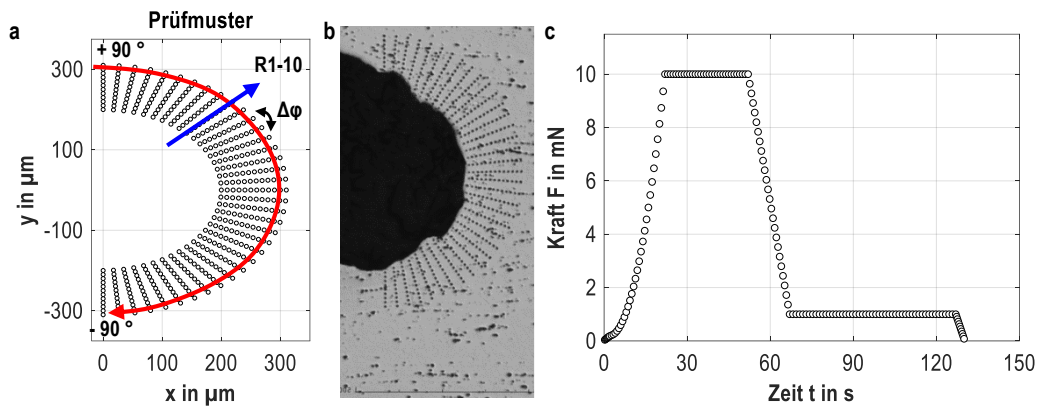


Abbildung 5.23: Nano-Indentationsprüfung an gefurchemtem Mutterngewinde. Idealisiertes Prüfraster (Ansicht a), an Geometrie angepasstes Prüfmuster (Ansicht b) und Prüfkraftverlauf (Ansicht c). Prüflast 10 mN, Abstand der Prüfradien $\Delta r = 10 \mu\text{m}$, 10 Radien, Winkelbereich $\pm 90^\circ$.

Die Prüfung wurde nach einer definierten Kraft-Zeitfolge durchgeführt (**Abbildung 5.23-c**), die vom Gerätehersteller als „slow hardness“ bezeichnet wird. Innerhalb von 20 s wird die Prüflast bis zum Erreichen der definierten Prüfkraft von 10 mN stetig erhöht. Es folgt eine Haltezeit von 30 s. Innerhalb von 15 s wird die Prüflast auf 10 % ihres maximalen Betrages entlastet und nochmals 60 s gehalten, um Werkstoffkriecheffekte zu berücksichtigen und ggf. eine thermische Drift korrigieren zu können. Als Eindringkörper wurde ein tetraederförmiger Berkovich-Indenter mit 120° Spitzenwinkel verwendet.

Um die Verfestigung vom Gewindegrund zum Werkstoffinneren bewerten zu können, wurde ein möglichst geringer Randabstand angestrebt. Der erste Härteeindruck erfolgt ca. im Bereich von $10\text{-}15 \mu\text{m}$. DIN EN ISO 14577 gibt als Mindestabstand zum Rand (Grenzflächen und freie Oberflächen) die dreifache Eindruckdiagonale und zwischen den Einzeleindrücken das Fünffache der größten Diagonale vor. Die Diagonale eines Abdrucks beträgt ca. $2,5\text{-}3,5 \mu\text{m}$. Demnach wurde die Prüfung nur in Anlehnung an die Norm durchgeführt, da der Mindestabstand zwischen den einzelnen Eindruckstellen nicht eingehalten wird. Vorversuche zeigten jedoch, dass für den gewählten Abstand von $10 \mu\text{m}$ kein signifikanter pile-up Effekt beobachtet werden kann, bei dem sich die einzelnen Eindrücke durch Materialaufwurf und Verfestigung durch plastische Verformung gegenseitig beeinflussen.

Der geprüfte Aluminiumwerkstoff mit den Hauptlegierungselementen Magnesium und Silizium zeichnet sich insbesondere durch eine hohe Anzahl intermetallischer Phasen in Form von Siliziumverbindungen aus. Diese räumlich verteilten dreidimensionalen Ausscheidungen sind sehr hart, was sich in der Nano-Eindringprüfung in besonderem Maße beeinflussend bei sehr kleinen Prüflasten widerspiegelt [1]. Trifft der Indenter auf eine intermetallische Phase, wird dies durch den deutlich höheren Härtewert angezeigt, siehe **Abbildung 5.24**. Es können Anstiege der Eindringhärte festgestellt werden, die im Bereich des 2- bis 2,5-fachen der zu erwartenden Härtewerte liegen. Über einen an den Versuchsergebnissen orientierten Schwellenwert erfolgt die Selektion dieser zu hohen Härtewerte, die durch eine Korrekturmethode angepasst werden. In [1] wird die Methode zur Korrektur durch lineare Interpolation der benachbarten Messwerte des gleichen Prüfradius beschrieben.

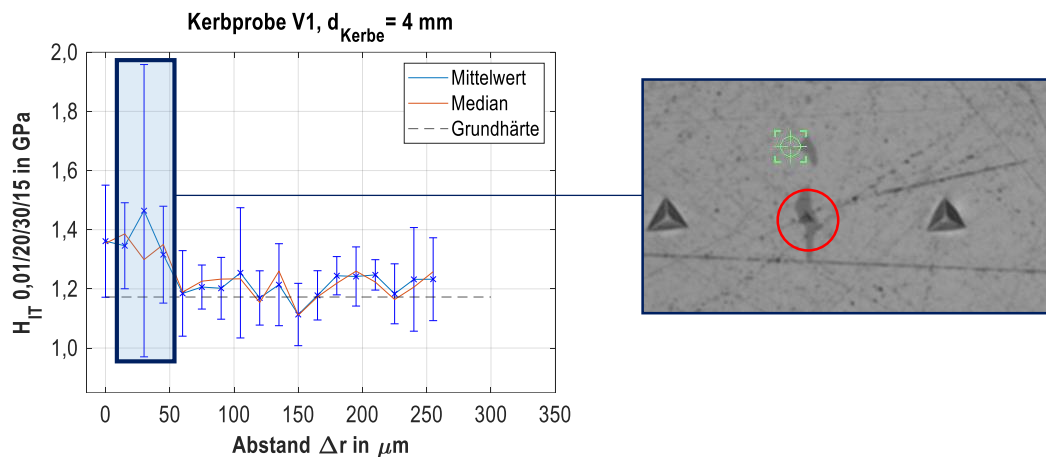


Abbildung 5.24: Einfluss intermetallischer Ausscheidungen auf die Ergebnisse von Nano-Indentationsprüfungen am Beispiel einer gefurchten Kerbprobe. Radialer Härteverlauf vom Rand der Kerbe in Richtung Probenmitte und Darstellung eines Härteabdrucks auf einer intermetallischen Phase. [1]

Die Bestimmung des Härtegradienten erfolgt durch Auswertung der Härte in radialem Abstand zum Kerbgrund. Es wird der Mittelwert in radialer Richtung längs eines konstanten Winkels (**blauer Pfeil Abbildung 5.23**) nach **Gl. 5.1** bewertet, um ggf. raumbezogene winkelabhängige Verfestigungen zu identifizieren. Zudem wird der Härteverlauf im Abstand zum Gewindegrund durch Mittelwertbildung für einen jeweils konstanten Radius (**roter Pfeil, Abbildung 5.23**) nach **Gl. 5.2** bestimmt und im Abstand zum Gewindegrund aufgetragen.

$$\overline{H_{IT_r}} = \frac{1}{n_\varphi} \cdot \sum_{\varphi=-90^\circ}^{+90^\circ} H_{IT_{r=\text{konst}}}(\varphi) \quad \text{Gl. 5.1}$$

$n_\varphi = 37$ (Anzahl der Winkel), Radius $r = 1:10$, $\Delta\varphi = 5^\circ$

$$\overline{H_{IT_\varphi}} = \frac{1}{n_r} \cdot \sum_{r=1}^{10} H_{IT_{\varphi=\text{konst}}}(r) \quad \text{Gl. 5.2}$$

mit $n_r = 10$ (Anzahl der Radien), Winkel $\varphi = -90: +90$

Für die Auswertung stellt der erste Prüfradius die Referenz, mit $\Delta r = 0 \mu\text{m}$, für die mit äquidistanten Abständen folgenden Prüfradien dar. Überhöhte Härtewerte, die einer intermetallischen Phase zugeordnet werden können, werden durch lineare Interpolation der benachbarten Messposition des gleichen Prüfradius korrigiert. Es ergibt sich ein gradiert Verlauf, der die Verfestigung im nahen Randbereich des gefurchten Gewindes nachweist. Die Darstellung erfolgt über das arithmetische Mittel für einen Prüfradius. Die Streuung ist in Form der einfachen Standardabweichung abgebildet. Wird die Eindringhärte zusätzlich in Form des Medians dargestellt, ist das Ergebnis im Vergleich zum arithmetischen Mittel weniger sensibel gegenüber großen Ausreißern. Dennoch ist anhand der Schwankung des Härtewertes der Einfluss der intermetallischen Phasen deutlich erkennbar.

Abbildung 5.25 zeigt exemplarisch den Einfluss der vorgenommenen Korrektur der Messdaten auf den Härteverlauf. In der Darstellung des Härteverlaufs der nicht korrigierten Daten (links) ist die Streuung durch Messpunkte, die auf oder in der unmittelbaren Nähe der stochastisch verteilten intermetallischen Ausscheidungen der Aluminiumlegierung platziert wurden, deutlich größer und verschiebt insbesondere das arithmetische Mittel zu höheren Härtewerten.

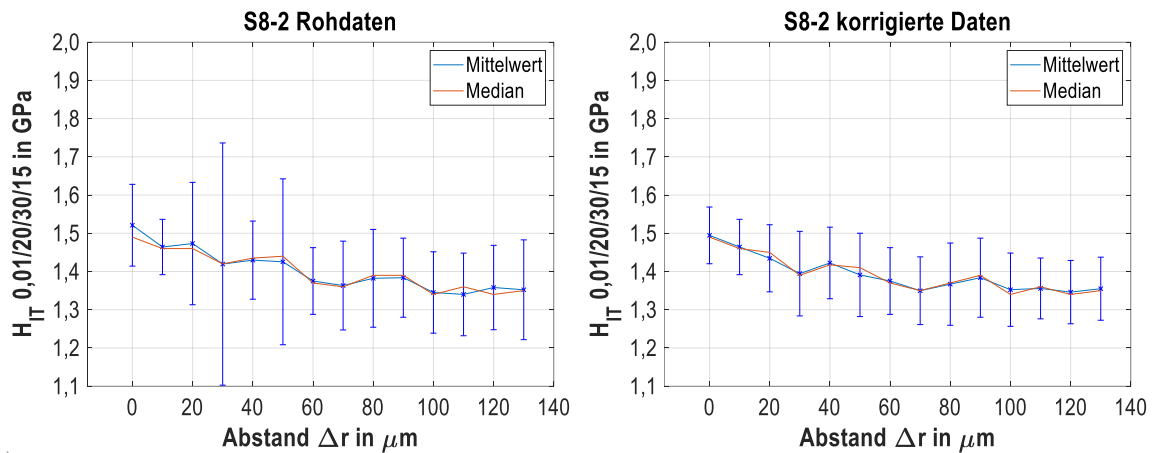


Abbildung 5.25: Datenkorrektur für Messpunkte auf intermetallischen Phasen. Härteverlauf der Rohdaten (links) und mittels linearer Interpolation korrigierte Daten (rechts). Ausgewählte Beispielvariante: S8-2

Die vorgenommene Korrektur führt zu einer Angleichung des arithmetischen Mittels in Richtung des Medians und erscheint zweckmäßig, um keine Verfälschung des bestimmten Härtewertes durch lokale Beeinflussung aufgrund intermetallischer Ausscheidungen darzustellen.

Die Härteverteilung um den Gewindegrund kann detailliert in Form eines dreidimensionalen Flächendiagramms und mittels darunter projizierten Konturplots dargestellt werden, **Abbildung 5.26**.

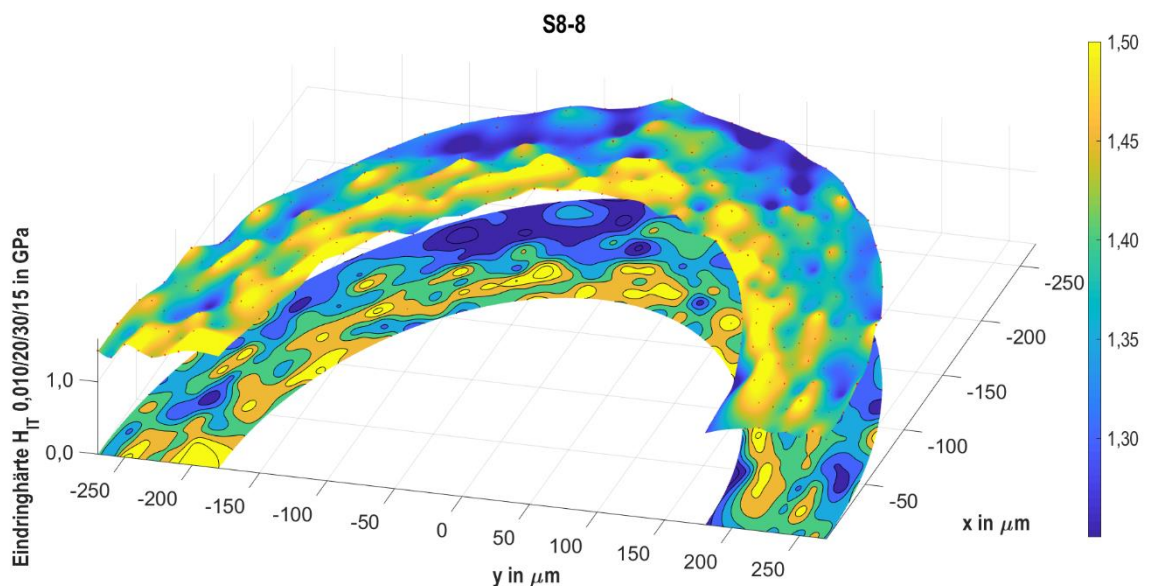


Abbildung 5.26: Dreidimensionale Darstellung und Konturplot der Härteverteilung im Gewindegrund am Beispiel S8-8

Das am Beispiel der Variante S8-8 gezeigte Ergebnis (tribolular, Zink-Nickel, Vorlochdurchmesser 7,4 mm) visualisiert die Verfestigung im Randbereich durch den gradierten Verlauf der ermittelten Eindringhärte. Die Härteverteilung zeigt, dass das gewählte Prüfmuster eine sehr hohe Auflösung besitzt und lokale Härteunterschiede deutlich abbildet. Die gewählte Darstellung eignet sich aufgrund der Farbskalierung gut für eine qualitative Bewertung, die eine Verfestigung durch den entsprechenden Farbverlauf anzeigt. Für die Analyse des Härteverlaufs über die einzelnen Prüfradien zur quantitativen Beurteilung der Verfestigung wird die Darstellung des gemittelten Härteverlaufs gewählt.

Für alle geprüften Varianten kann durch die Darstellung der Eindringhärte H_{IT} über dem radialen Abstand Δr ein gradierter Härteverlauf festgestellt werden. Der Verlauf des Härteanstiegs des gefurchten Mutterngewindes ist abhängig von der gewählten Schraubengeometrie unterschiedlich stark ausgeprägt, **Abbildung 5.27**. Der Härteverlauf bestätigt die angenommene Verfestigung, die auf Basis der strukturellen Änderung in der Gefügedarstellung im Randbereich beobachtet werden kann, siehe **Kapitel 5.2.2.1**.

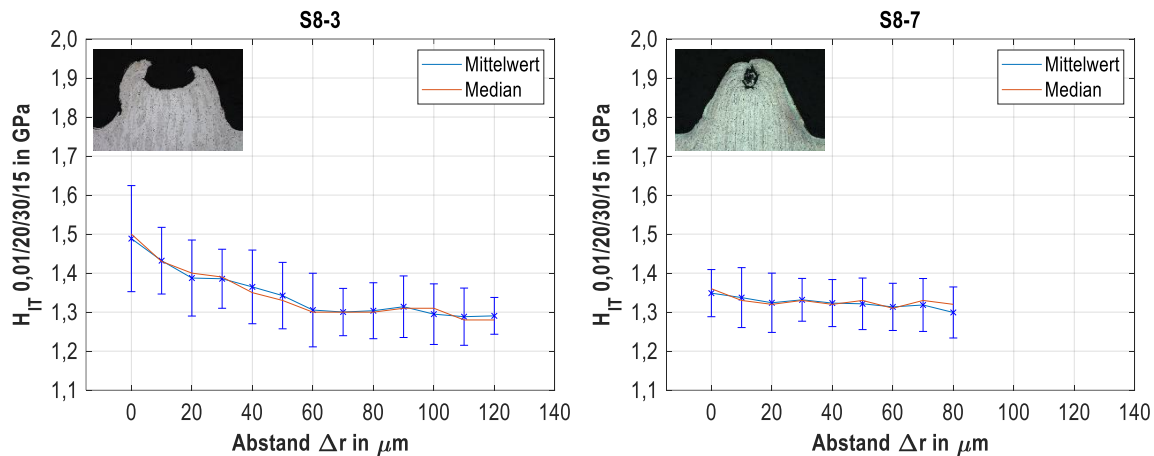


Abbildung 5.27: Großer Härtegradient der Variante S8-3 (links), geringer Härteanstieg der Variante S8-7 (rechts)

Die Variante S8-3 zeigt einen deutlichen Anstieg der Härte im Randbereich auf ca. 1,5 H_{IT} 0,01/20/30/15 GPa. Die Härte fällt über einen Bereich von ca. 60-100 μm auf den Wert der Grundhärte von 1,3 H_{IT} 0,01/20/30/15 GPa ab. Im Vergleich dazu ist der Härteanstieg der Variante S8-7 auf ca. 1,35 H_{IT} 0,01/20/30/15 GPa deutlich geringer. Die detektierte Verfestigung zeigt an diesem Beispiel keine Abhängigkeit von der Gewindeausformung (**Abbildung 5.14**) oder des erforderlichen Einschraubdrehmomentes (**Abbildung 5.8**). Das Mutterngewinde der Variante S8-7 ist deutlich besser ausgeformt als das Gewinde der Variante S8-3 bei einem vergleichbaren Einschraubdrehmoment. Berücksichtigt man zusätzlich den Gradient im Anformbereich (**Abbildung 5.10**), der als Maß für die Geschwindigkeit der Gewindeausformung betrachtet werden kann, so ist auch diese Größe für die Varianten S8-3 und S8-7 in gleicher Größenordnung. Der hier als Verfestigung bezeichnete Härteanstieg wird als mittlere Härtesteigerung der einzelnen Winkel (siehe **Abbildung 5.23**) in Relation zur Grundhärte dargestellt, **Abbildung 5.28**. Zusätzlich ist die lokal maximal größte Härtesteigerung jeder Variante aufgeführt.

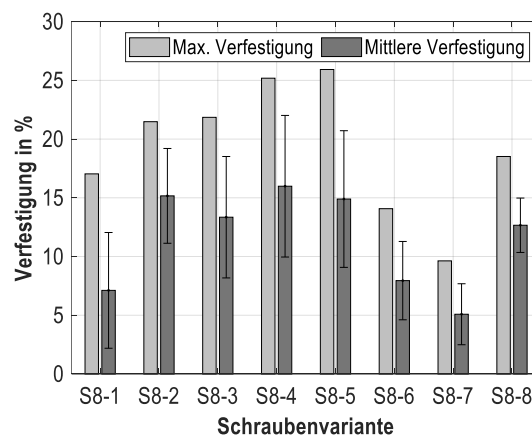


Abbildung 5.28: Maximale und mittlere Verfestigung der Varianten S8-1 bis S8-8 (Grundhärte: 1,35 H_{IT} 0,01/20/30/15 GPa)

Es kann ein mittlerer Härteanstieg über alle Varianten von $11,5 \pm 4,3$ % bestimmt werden. Die Streuung der ermittelten Verfestigungen ist unterschiedlich und teilweise sehr groß. Variante S8-8 hat mit 18 % die geringste und auf die Winkel des Prüfmusters bezogen die gleichmäßigste Streuung. Für Variante S8-1 beträgt die einfache Standardabweichung 69 % des Mittelwerts. Es können teilweise große Unterschiede der Verfestigung zwischen den Prüfwinkeln festgestellt werden. Die Analyse der Härteverläufe über einen jeweilig konstanten Winkel zeigt keine raumbezogene Systematik, weder für symmetrische noch für asymmetrische Gewindegeometrien. Die Darstellung der Härteverläufe über die jeweiligen Winkel zeigt darüber hinaus, dass eine starke Streuung der Härtewerte über den gesamten Messbereich Δr möglich ist.

Für die Beurteilung der Messwerte müssen folgende Punkte kritisch betrachtet werden. Das gewählte Prüfmuster ist sehr fein und führt zu einer extrem hohen Auflösung, woraus eine hohe Sensibilität gegenüber harten intermetallischen Phasen resultiert. Die vorgenommene Korrektur zu hoher Messwerte berücksichtigt durch den konstant gewählten Schwellenwert nicht den Härteabfall mit zunehmendem Abstand zum Gewindegrund. Zu hohe Messwerte unterhalb des Schwellenwertes werden für die Korrektur nicht erfasst. Die Optimierung der Selektion zu hoher Härtewerte infolge intermetallischer Phasen kann über einen Schwellenwert, der als Funktion über den Radius den gradierten Härteverlauf berücksichtigt, erfolgen. Zudem muss berücksichtigt werden, dass das Bauteil (gewalztes Prüfblech) durch den Herstellprozess eine richtungsabhängige Werkstofftextur aufweist. Der Temperatureintrag, der aus dem Gewindefurchprozess und der Reibung in den Kontaktflächen entsteht, ist ebenfalls zu beachten. Für große Umformungen bei hohen Reibwerten kann der Temperatureintrag die durch die Kaltumformung entstehende Härtesteigerung herabsetzen [1, 14]. Prozessparameter beim Furchen des Gewindes (z. B. Axiallast, Drehzahl) und die mögliche Taumelbewegung der Schraube beim Eindrehen können bei unterschiedlich starker Ausprägung zu lokalen Unterschieden der Umformung führen.

Die instrumentierte Eindringprüfung stellt ein sehr zeit- und kostenintensives Prüfverfahren dar. Für die vorliegenden Varianten wurde jeweils nur ein Gewindegang einer Schliffebene geprüft. Da die Streuung der Gewindezahnfläche einer Variante gering ist, können die ermittelten Härtesteigerungen als repräsentativ für das gesamte Gewinde angenommen werden. Eine stichprobenartige Überprüfung von drei Gewindegängen über die Einschraubtiefe einer Beispielschraubung bestätigt diese Annahme.

Zusammenfassend kann für alle Varianten ein gradiertem Härteverlauf im Gewindegrund mit abnehmender Härte ausgehend vom Randbereich in Richtung des Kerns festgestellt werden. Der Sensibilität der Prüfung gegenüber harten Ausscheidungen kann durch eine Erhöhung der Prüfkraft entgegengewirkt werden. Die örtliche Auflösungsdichte muss dann allerdings reduziert werden, da der Abstand zwischen den Eindrücken vergrößert werden muss. Für die weitere Prüfung und Charakterisierung geformter Muttergewinde (**Kapitel 5.4**) werden diese Erkenntnisse berücksichtigt und die Durchführung der Prüfung entsprechend angepasst.

Die Ergebnisse der Härteanalyse sind für die einzelnen Varianten in **Anhang 10.2.4** dargestellt.

5.3 Bewertung des Oberflächen- und Gleitmitteleinflusses

Für die detaillierte Analyse des Einflusses der Oberflächen- und Gleitmittelbeschichtungen auf den Gewindefurchprozess wird exemplarisch der Gewindetyp ALtracs® Plus 60 ausgewählt und in verschiedenen Konfigurationen untersucht, siehe **4.1 Probekörper**. Die formgebende Spitze der Schraube wird konstant gehalten, um ausschließlich den Einfluss der Gewindereibung auf die Gewindeausformung und die sich im Montageversuch einstellende Vorspannkraft zu bewerten. Eine Allgemeingültigkeit und somit eine Übertragbarkeit der Ergebnisse und Methoden bezüglich des tribologischen Einflusses beim Gewindefurchen auf andere Gewindegeometrien ist dadurch möglich.

- Ziele:** Bewertung des Einschraub- und Montageverhaltens beim Gewindefurchen in Abhängigkeit verschiedener Oberflächenschutz- und Gleitmittelsysteme (Gewindereibung)
- Einschraubdrehmoment
 - Gewindeausformung
 - Montagevorspannkraft und Überdrehmoment
- Methoden:** Einschraubversuch nach DIN 267-30 mit zwei verschiedenen Drehzahlen, Reibzahlbestimmung nach DIN EN ISO 16047, Montageversuch bis zum Bauteilversagen, Vorspannkraftmessung, Computertomografie
- Hypothesen:**
1. Das Furchmoment ist unabhängig von der Beschichtung. Unterschiede des resultierenden Einschraubdrehmoments sind für konstante Versuchsparameter (Geometrie, Drehzahl, Vorloch) auf die tribologischen Verhältnisse zurückzuführen.
 2. Die Vorspannkraft ist für Durchgangsschraubungen unabhängig vom erforderlichen Einschraubdrehmoment für das Gewindefurchen.

5.3.1 Einschraubversuche

Als zu untersuchende Oberflächen werden die praxisrelevanten Systeme A2-Edelstahl, galvanische Beschichtung und zwei unterschiedliche Zinklamellensysteme mit jeweils zwei verschiedenen Gleitmitteln berücksichtigt. Die Schrauben wurden von der Firma EJOT GmbH & Co. KG (Bad Berleburg) zur Verfügung gestellt. Die Beschichtung erfolgte mit Unterstützung der Firmen DÖRKEN MKS-Systeme GmbH & Co. KG (Herdecke) und mircoGLEIT Spezialschmierstoffe GmbH (Hohenwart). Die untersuchten Varianten sind in Ergänzung zu Kapitel 4.1 in **Tabelle 5.4** aufgeführt. Die Festigkeitsklasse der Schrauben S6-9 bis S6-14 entspricht FK10.9 nach DIN 267-30 und DIN EN ISO 898-1. Die Varianten S6-7 und S6-8 sind A2-70 Edelstahlschrauben nach DIN EN ISO 3506-1.

Tabelle 5.4: Übersicht der untersuchten Oberflächensysteme und Gleitmittel

Variante	Gewindetyp	Querschnitt	Gewindeflanke	Oberfläche	Gleitmittel
S6-7	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	A2 Edelstahl	TN 8168
S6-8	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	A2 Edelstahl	DF VzwoA
S6-9	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	Delta Protekt KL100	DF 921
S6-10	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	Delta Protekt KL100	DF VzwoA
S6-11	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	Delta Tone 9000	DF 921
S6-12	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	Delta Tone 9000	DF VzwoA
S6-13	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	Zn + Versiegelung	DF 921
S6-14	ALtracs Plus	kreisrund	33 ° asymmetrisch	Zn + Versiegelung	DF VzwoA

Um den Einfluss der Oberflächensysteme vergleichend zu bewerten muss sichergestellt sein, dass der Einfluss auf das Einschraubdrehmoment durch die Gewindefertigungstoleranz möglichst gering ist. Die Schrauben wurden mithilfe einer in der fertigungsüberwachenden Qualitätskontrolle eingesetzten optischen Prüfmethode der Firma ECM

Datensysteme GmbH vermessen, siehe **Abbildung 5.29**. Das zu prüfende Bauteil wird dazu auf einem Präzisionsvermessungssystem optisch gescannt und die Geometrie anhand eines Schattenbildes mithilfe der Grauwertunterscheidung vermessen [1].

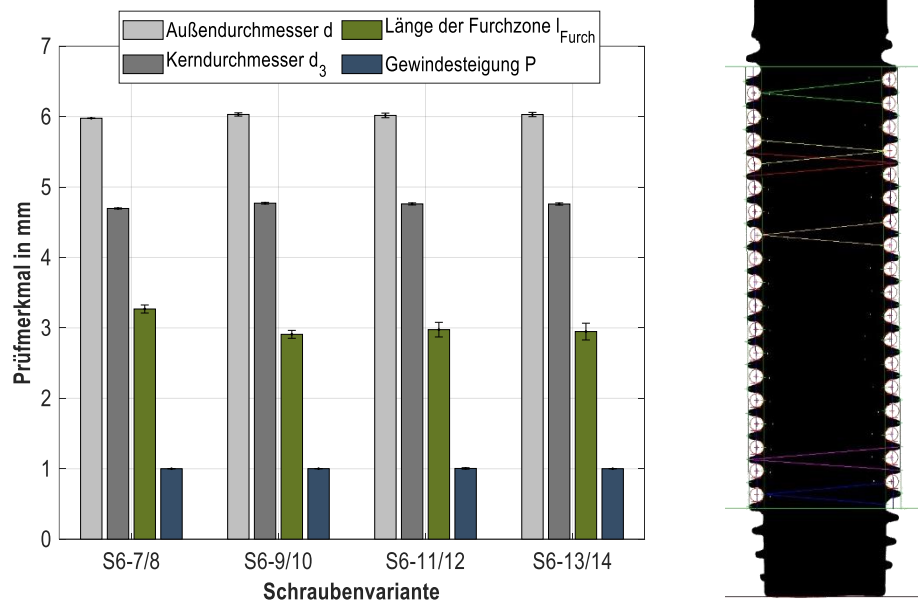


Abbildung 5.29: Optische Vermessung der Schraubengeometrie - Messergebnisse für n = 10 Schrauben pro Variante (links), Projektionsbild der Messmaschine (rechts)

Für den Kern- und Außendurchmesser sowie für die Gewindesteigung liegt eine sehr hohe Fertigungsgüte mit minimaler Streuung vor ($s_{d3} = 0,01$ mm, $s_d = 0,03$ mm, $s_P = 0,004$ mm). Die Furchspitze der Edelstahlvarianten S6-7/8 ist mit $l_{Furch} = 3,27$ mm länger gegenüber den Schrauben aus Vergütungsstahl mit $l_{Furch} = 2,94$ mm, was fertigungsbedingt auf eine andere Einstellung der Walzbacke zurückzuführen ist.

Die Einschraubversuche werden, wie in **Kapitel 5.2**, nach dem Normversuch gemäß DIN 267-30 [24] durchgeführt. Der Vorlochdurchmesser beträgt $d_{VL} = 5,5$ mm, die Einschraubtiefe ist $t_E = 2 \times d$ (12 mm). Für die Versuche wird ein Anziehprüfstand der Firma Schatz verwendet, siehe **4.2 Anziehprüfstände**. Zusätzlich zu der in der Norm spezifizierten Drehzahl von $n = 200 \text{ min}^{-1}$ wird eine deutlich langsamere Drehzahl $n = 80 \text{ min}^{-1}$ untersucht. Über die Drehzahlvariation wird der Temperatureintrag durch eine geringere Umformgeschwindigkeit reduziert und die Auswirkung auf die Ausformung und den Drehmomentverlauf untersucht. Die Stichprobenanzahl pro Variante und Drehzahl beträgt $n = 10$. Die Bohrungen des Aluminiumprüfblechs werden mit einer Bügelmessschraube für Innenmaße vermessen. Der mittlere Durchmesser von 112 vermessenen Bohrungen beträgt $d_{VL} = 5,5 \pm 0,02$ mm. Die maximalen mittleren Einschraubdrehmomente sind im Bereich von 2,8 Nm bis 11,5 Nm, **Abbildung 5.30**. Die galvanischen Systeme (S6-13, S6-14) führen tendenziell zu den niedrigsten Einschraubdrehmomenten, unabhängig von der Drehzahl. Für die Edelstahlvarianten (S6-7, S6-8) sind die Einschraubdrehmomente, unabhängig vom betrachteten Gleitmittelsystem, höher als für Zinklamellensysteme und galvanische Beschichtungen. Eine Ausnahme stellt die Variante S6-9 dar. Die ermittelten Drehmomente für Variante S6-9 von $M_E = 11,5$ Nm bzw. 8,6 Nm liegen oberhalb des zulässigen Drehmoments nach DIN 267-30 von $M_E = 7,2$ Nm. Die gemeinsame Analyse mit den Beschichtungsunternehmen führt zu der Annahme, dass die Kombination aus verwendetem Basecoat, silikathaltigem Topcoat und dem Schmiermittel DF 921 kein funktionierendes System darstellt und kann daher im Vergleich nicht bewertet werden.

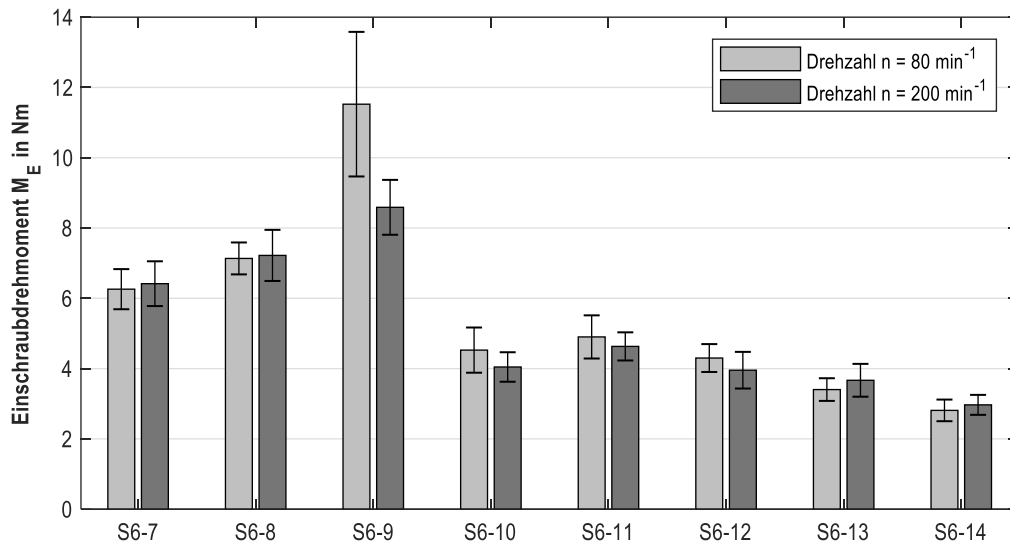


Abbildung 5.30: Einschraubdrehmomente für zwei Drehzahlen $n = 80 \text{ min}^{-1}$ und $n = 200 \text{ min}^{-1}$

Die Drehzahl zeigt für Edelstahlschrauben und galvanisch beschichtete Schrauben den geringfügigen Trend zu höheren Einschraubdrehmomenten bei höherer Drehzahl. Diese Beobachtung verhält sich für die Zinklamellensysteme gegensätzlich. Unter Berücksichtigung der durchschnittlichen Standardabweichungen ($s_{S6-7/8} = 0,60$, $s_{S6-10} = 0,48$, $s_{S6-11/12} = 0,50$, $s_{S6-13/14} = 0,35$), die mit kleinerem Einschraubdrehmoment geringer ausfällt, ist dieser Trend jedoch nur qualitativ interpretierbar. Die Mittelwertkurven des Einschraubdrehmomentes unterscheiden sich teilweise im Bereich des Anformens sowie in dem durch die Gewindereibung dominierten Bereich, **Abbildung 5.31**.

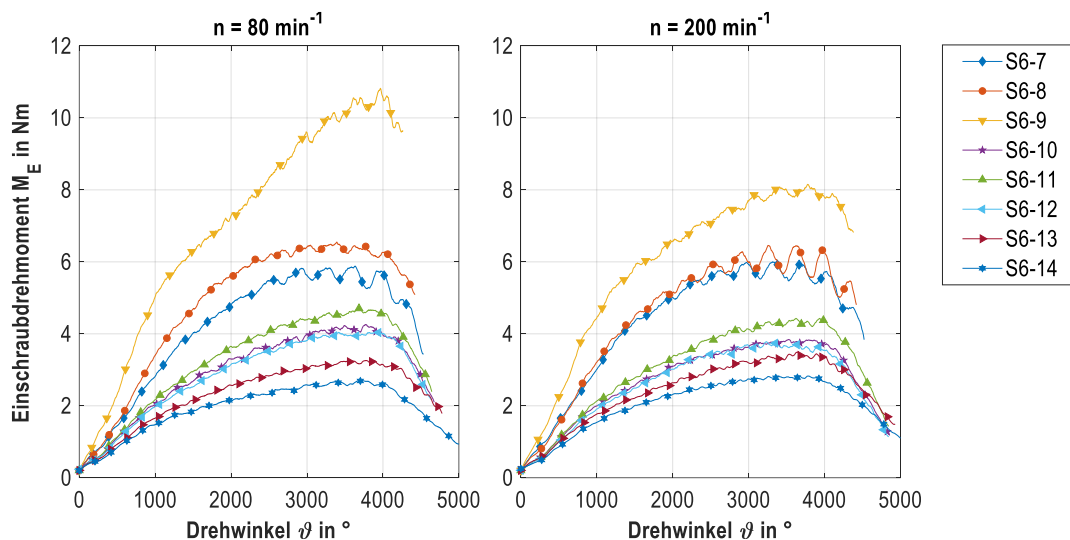


Abbildung 5.31: Mittlere Einschraubdrehmomentverläufe für die Drehzahlen $n = 80 \text{ min}^{-1}$ (links) und $n = 200 \text{ min}^{-1}$ (rechts), Varianten S6-7 bis S6-14 (je Variante zehn Einzelversuche, zwecks Übersicht reduzierte Markeranzahl)

Der Drehmomentverlauf beim Ansetzen der Schraube (Anformen) bis zu einem Drehwinkel von ca. 360° ist für die Kurven S6-10 bis S6-14 annähernd identisch bei den untersuchten Einschraubdrehzahlen. Die Drehmomente der Edelstahlvarianten S6-7 und S6-8 sowie die zuvor als nicht funktionierendes System identifizierte Variante S6-9 verlaufen in diesem Bereich bereits deutlich steiler. Die Ursache ist in den signifikant größeren Reibwerten zu sehen, die bereits für ein erschwertes Eindringen der formgebenden Furchspitze verantwortlich sind. Je weiter die Schraube mit der Furchspitze in das Vorloch eindringt, desto größer wird die Kontaktfläche und der Einfluss auf das Drehmoment durch die Reibung beim Umformen wird zunehmend größer.

Für den Vergleich des Drehmomentverlaufs im Anformbereich zeichnen sich für die Varianten S6-10 bis S6-14 demzufolge ebenfalls Unterschiede ab. Das Ausformen des ersten vollständigen Gewindegangs durch die konische Furchspitze wird bei einem Drehwinkel von ca. 1000 ° erreicht (vgl. Länge der Furchspitze ca. 3 mm, Steigung $P = 1$ mm, **Abbildung 5.29**). Ab diesem Zeitpunkt bestimmt die Reibung in den Kontaktflächen der bereits ausgeformten Gewindegänge den weiteren Anstieg des Drehmoments. Der Verlauf ist bis zum Erreichen des maximalen Drehmomentes annähernd linear, mit dem Austreten der Furchspitze aus dem Prüfblech fällt das Drehmoment ab. Der Vergleich der Gleitmittel zeigt, dass das paraffinhaltige Gleitmittel DF VzwoA (S6-10, S6-12 und S6-14) für Zinklamellensysteme und galvanische Oberflächen (S6-9 bis S6-14) kleinere Einschraubdrehmomente erzeugt als das spezialfeststoffhaltige Gleitmittel microGleit DF 921.

Die weitere Analyse der Einschraubkurven in Form des Gradientenvergleichs in den charakteristischen Kurvenbereichen bestätigt die Annahmen für die Unterschiede im An- und Ausformbereich des Gewindedrehmomentverlaufs, **Abbildung 5.32 (links)**. Für die Varianten S6-7 bis S6-14 ist der Gradient G als Drehmomentänderung pro Umdrehung (360 °) dargestellt.

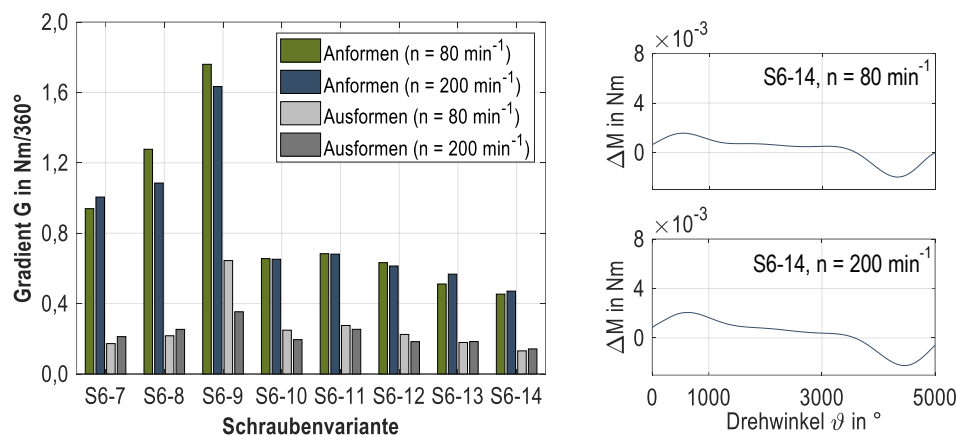


Abbildung 5.32: Gradient des Anform- und Ausformbereichs für zwei Einschraubdrehzahlen $n = 80$ und 200 min^{-1} (links), beispielhafte Differenzenverläufe ΔM für Variante S6-14 (rechts)

Der Gradient für das Anformen der galvanisch beschichteten Schrauben S6-13/14 ist etwas geringer als für die untersuchten Schrauben S6-9 bis S6-12 mit Zinklamellenbeschichtung. Die Edelstahlschrauben S6-7, S6-8 und die Schraube S6-9 benötigen bereits beim Ansetzen und Eindrehen der Furchspitze ein großes Drehmoment, was zu großen Einschraubdrehmomenten führt. Der Gradient im Ausformbereich ist unabhängig von der Einschraubdrehzahl für die Zinklamellensysteme tendenziell größer als für die galvanischen Beschichtungen. In diesem reibungsdominierten zweiten Kurventeil, dargestellt als Momentendifferenz ΔM , fällt der Gradient tendenziell mit der höheren Drehzahl $n = 200 \text{ min}^{-1}$ zunehmend ab, was ein Hinweis auf den Temperatureinfluss darstellt. Für Verschraubungen mit $n = 80 \text{ min}^{-1}$ ist der Verlauf der Drehmomentdifferenz in diesem Bereich annähernd konstant.

Die Hypothese, dass der erste Bereich der Drehmomentkurve ausschließlich durch die formgebende Spitze bestimmt wird, ist auf Basis der Versuchsergebnisse nicht vollständig zutreffend. Zusammenfassend kann der gewindefurchenden Spitze für die Umformung eine übergeordnete Rolle zugewiesen werden, jedoch nimmt die überlagerte Reibung beim Anformen bereits nach dem Ansetzen (1. Umdrehung der Schraube) Einfluss auf den Drehmomentverlauf. Im Vergleich zu **Kapitel 5.2** zeigen die Drehmomentverläufe bis zum vollständigen Ausformen des

Gewindegangs vergleichbare Werte des Furchmomentes, die sich nicht so deutlich unterscheiden wie beim Verschrauben verschiedener Gewindetypen. Das Oberflächenschutzsystem hat einen Einfluss auf die resultierende Einschraubkurve: Das Gewindefurchen mit Schrauben, die ein Zinklamellensystem tragen, führt für die gezeigten Versuche zu größeren Einschraubdrehmomenten als beim Eindrehen von Schrauben mit galvanischer Beschichtung (hier: galvanisch Zink 8 μm , versiegelt). Auf Basis der durchgeführten Versuche ermöglicht das paraffinhaltige Gleitmittel DF VzwoA zusätzlich ein leichteres Eindrehen für Zinklamellensysteme und galvanische Beschichtungen gegenüber dem untersuchten Gleitmittel DF 921. Bei Edelstahlschrauben kann dies nicht beobachtet werden. Für eine weiterführende Bewertung des Gleitmitteleinflusses sollte die Beständigkeit des Gleitmittels (Verschleiß), z. B. durch Wiederholverschraubungen detailliert untersucht werden. Der Einfluss der Einschraubdrehzahl und der damit verknüpfte Temperatureintrag stellen weitere interessante Ansätze für Folgeuntersuchungen in Hinblick auf die Festigkeit des Mutterngewindes dar.

5.3.2 Gewindeausformung - Computertomografie

Die Ausformung der gefurchten Mutterngewinde wird mittels Nano-CT analog zur unter **Kapitel 5.2.2.2** beschriebenen Vorgehensweise (vgl. **Abbildung 5.18**) anhand virtuell erzeugter Schnittebenen bewertet, **Abbildung 5.33**.

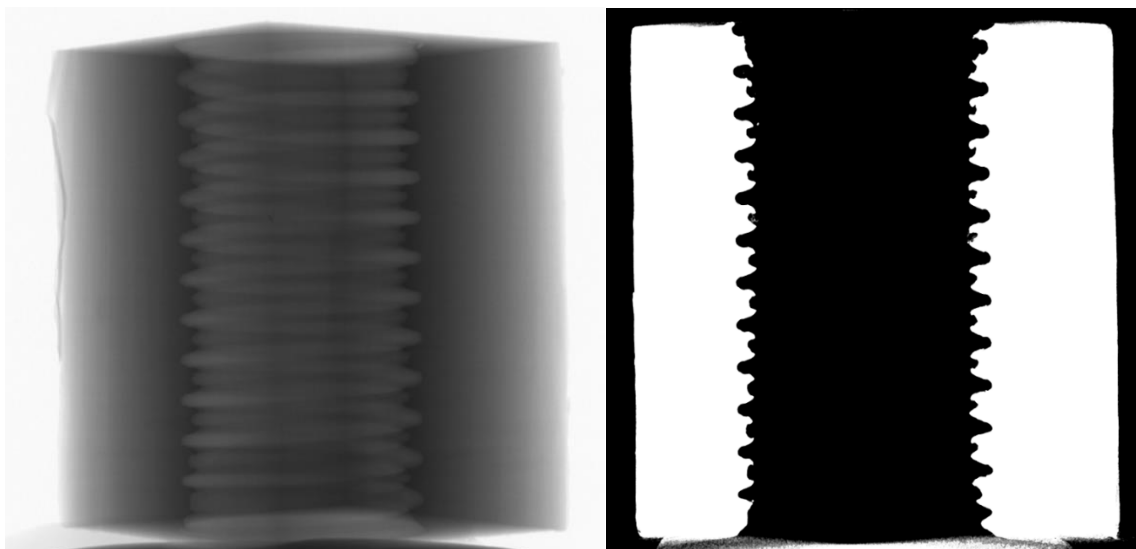


Abbildung 5.33: CT-Einzelaufnahme zur 3D-Rekonstruktion (links), abgeleitetes 2D Schnittebenenbild (rechts)

Für die Varianten S6-7 bis S6-14 werden für jeweils neun Schnittbilder die mittleren Traganteile (**Gl. 2.2**) und Gewindezahnflächen für beide Einschraubdrehzahlen $n = 80 \text{ min}^{-1}$ und $n = 200 \text{ min}^{-1}$ abgeleitet, **Abbildung 5.34**.

Die Bewertungsgrößen Traganteil und Gewindezahnfläche zeigen im Durchschnitt keine ausgeprägte Abhängigkeit zu den untersuchten Parametern (Oberfläche, Gleitmittel und Drehzahl). Für die Edelstahlvarianten S6-7 und S6-8 ist die Gewindeausformung geringfügig schlechter als bei den anderen Varianten. Innerhalb einer Schnittebene und über die Einschraubtiefe verteilt kann die Ausformung jedoch stark unterschiedlich sein, was über den Umfang betrachtet zu großen Streuungen führt. Im Vergleich der Einschraubdrehzahlen lässt sich quantitativ keine Abhängigkeit zur Gewindeausformung ableiten.

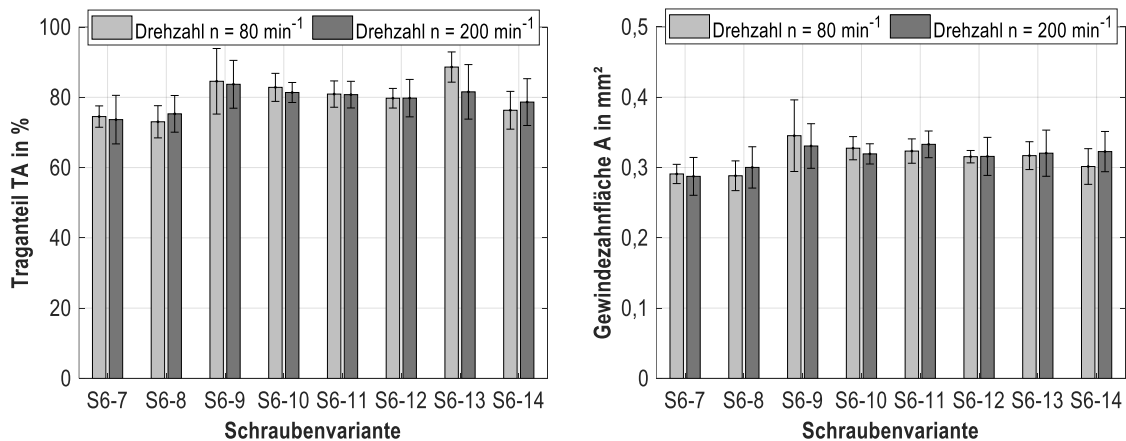


Abbildung 5.34: Traganteil und Gewindezahnfläche für zwei Drehzahlen $n = 80 \text{ min}^{-1}$ und $n = 200 \text{ min}^{-1}$

Die qualitative Beschreibung der Gewindekrallen zeigt für die langsamere Einschraubgeschwindigkeit $n = 80 \text{ min}^{-1}$ zum Teil stärker geschlossene „Gewindekrallen“ durch einen mit der Einschraubzeit zunehmenden axialen Fließanteil, **Abbildung 5.35**.

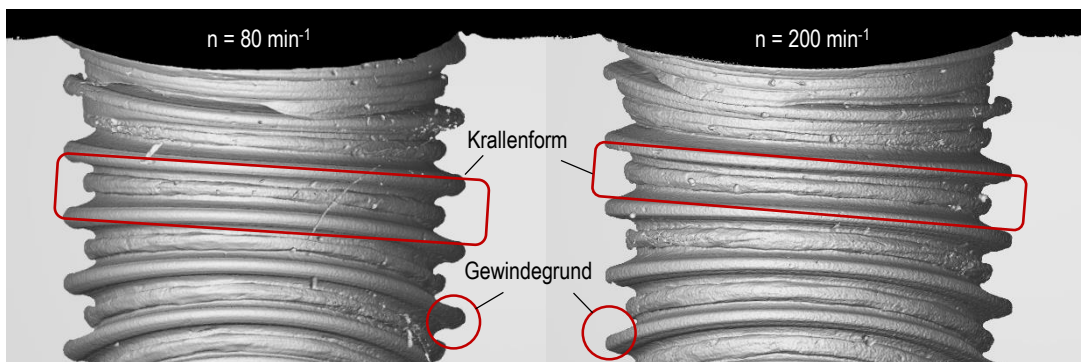


Abbildung 5.35: CT-Darstellung der Gewindeausformung nach dem Einschraubversuch in Aluminiumplatten EN AW-6082 T6 (105 HB), Variante S6-7 für $n = 80 \text{ min}^{-1}$ (links), Variante S6-7 für $n = 200 \text{ min}^{-1}$ (rechts)

Der Muttergewindegrund ist für die langsamere Drehzahl stärker ausgerundet, was auf eine größere Nutationsbewegung der Schraube infolge der langsameren Rotation zurückzuführen ist. Daraus resultiert, dass die Schraube lokal ggf. nicht vollständig am Muttergewinde anliegt und keinen idealen Formschluss bildet. Für die Lastübertragung, die vorwiegend über die Gewindeflanke erfolgt, ist anzunehmen, dass kein Einfluss besteht. Lediglich die radiale Verklemmung durch das elastische Rückfedern könnte dadurch etwas geringer sein.

Zudem kann mittels der dreidimensionalen Schnittdarstellung das leichte „Öffnen“ und „Schließen“ der Gewindekrallen über den Umfang festgestellt werden, was die Streuung der bestimmten Traganteile reflektiert.

Der erste ausgeformte Gewindegang ist aufgrund der an der Bohrung eingebrachten Ansenkung nicht vollständig ausgeprägt, da entsprechend weniger Material verdrängt wird, als bei den darauffolgenden Gewindegängen. Dies gilt für die später folgenden Ermüdungsversuche zu berücksichtigen, bei denen das Versagen im ersten lastübertragenden Gewindegang, dem Ort der höchsten Spannkonzentration zu erwarten ist.

Grundsätzlich zeigt die Gewindeausformung keine Korrelation zu den Einschraubdrehmomenten, die für das Gewindefurchen aufgebracht werden müssen. Die Ergebnisse der vergleichenden Analyse unter **Kapitel 5.2** haben für verschiedene Gewindegeometrien deutliche Unterschiede der Gewindeausformung und des erforderlichen Drehmoments im Anformbereich gezeigt. Auf Basis der Versuche mit konstanter Furchspitzengeometrie lässt sich

ableiten, dass die Gewindeausformung in großen Teilen unabhängig von der Einschraubdrehzahl und des Oberflächensystems ist und maßgeblich durch die formgebende Spitze bestimmt wird.

Die Oberflächenbeschaffenheit der geformten Gewinde erscheint optisch insbesondere für die Varianten der galvanischen Oberflächensysteme mit dem Gleitmittel DF VzwoA besonders glatt, was sich mit den Ergebnissen der metallografischen Untersuchungen aus **Kapitel 5.2** deckt. Dennoch ist ein abrasiver Verschleiß in Form einer Spanbildung möglich, **Abbildung 5.36**.

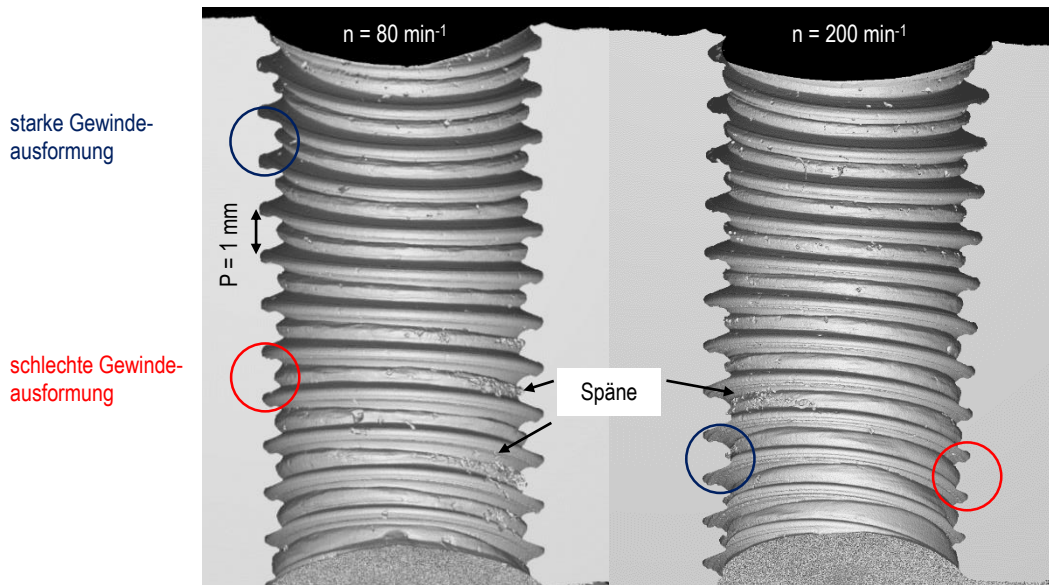


Abbildung 5.36: 3D-CT-Darstellung der über den Umfang und die Einschraubtiefe variierenden Gewindeausformung für die Variante S6-14 für $n = 80 \text{ min}^{-1}$ (links) und für $n = 200 \text{ min}^{-1}$ (rechts)

Über die Einschraubtiefe können teilweise deutliche Unterschiede der Gewindeausformung festgestellt werden, die sich unmittelbar auf die Streuung der bestimmten Traganteile und Gewindezahnflächen auswirken. Die ungleichmäßige Ausformung im CT-Schnittbild oder vergleichend in der metallografischen Schliffdarstellung, **Abbildung 5.37**, ist in der Regel punktsymmetrisch zur Einschraubmitte, wodurch eine Schiefstellung der Schraube, die aus einem koaxialen Ansetzen oder aus einer möglichen Pendelbewegung resultiert, als Ursache identifiziert werden kann. Gleiche Rückschlüsse ergeben sich anhand der Auswertung der Traganteile und Gewindezahnflächen, für die sich über den Umfang dargestellt ebenfalls eine Schrägstellung der Schrauben ableiten lassen.

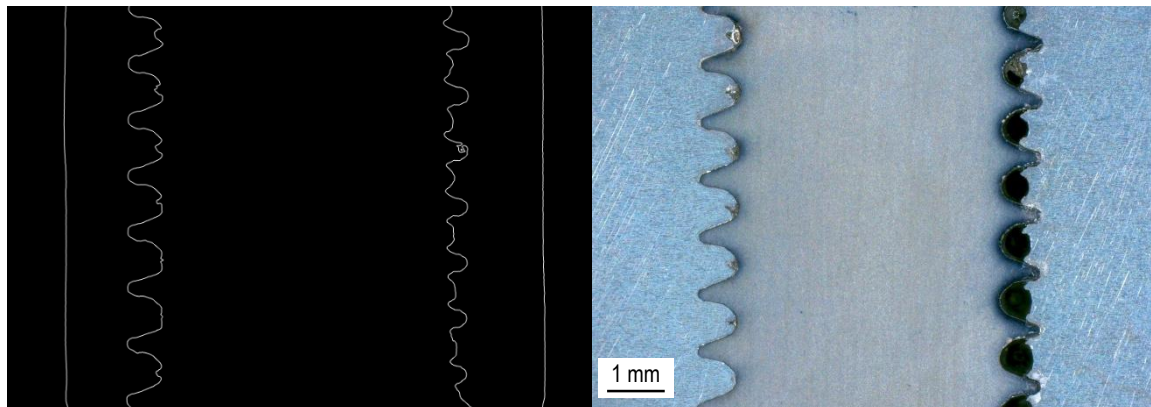


Abbildung 5.37: Gewindeausformung bei einer Schrägstellung der Schraube. CT-Schnittbild (links), Schliffbild (rechts)

Die Pendelbewegung und eine mögliche Schrägstellung können bei der industriellen Verschraubung nicht ausgeschlossen werden. Für eine praxisentsprechende Verschraubung wurden deshalb vor dem Verschrauben nur der Antriebsbit zur Bohrung zentrisch ausgerichtet, jedoch keiner Zwangskraft unterlegt, die diese Position während der Verschraubung fixiert. Die konventionelle Bitaufnahme lässt ein Spiel des Antriebsbits zu, wodurch in geringem Maß eine entsprechende Kreiselbewegung der Schraube möglich ist, die eine Auswirkung auf die Gewindeausformung haben kann.

Eine weitere mögliche Ursache für eine ungleichmäßige Ausformung ist beispielsweise durch Verschleiß der Schraubenoberfläche beim Gewindefurchen gegeben, jedoch würde sich dieser systematisch auf beide Seiten einer Schnittebene mit zunehmender Einschraubtiefe auf die Muttergewindeausformung auswirken. Gleiches gilt für eine bleibende Formänderung der Schraube (z. B. beim Gewindefurchen in harten Gusseisenwerkstoffen [41]). Zudem wurde sichergestellt, dass die Furchspitze vollständig durch die Prüfbleche hindurchgeschraubt wurde und somit eine vollständige Gewindeausformung über die gesamte Einschraubtiefe gegeben ist.

Der Vergleich der an binarisierten CT-Bildern abgeleiteten Traganteile und Gewindezahnflächen führt quantitativ zu vergleichbaren Ergebnissen, jedoch zeigt insbesondere die 3D-Darstellung der geschnittenen Volumenkörper, dass die Oberflächen abhängig vom Beschichtungssystem der Schraube unterschiedliche Beschaffenheit aufweisen, **Abbildung 5.38**.

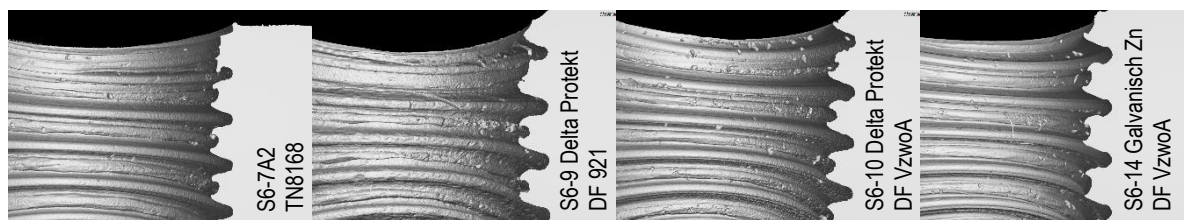


Abbildung 5.38: Abrasiver Verschleiß und Gewindeausformung für Beispiele der geprüften Oberflächensysteme

Am Beispiel der Zinklamellensysteme kann anhand der CT-Darstellung, trotz Glättung durch die Bauteildigitalisierung, eine raue Oberfläche des gefurchten Gewindes mit hohem Spananteil festgestellt werden (S6-9 und S6-10). Der Vergleich der Gradienten im Ausformbereich der ermittelten Einschraubkurven, der als Maß für die Gewindereibung anzusehen ist, spiegelt sich in der hier dargestellten Oberflächenbeschaffenheit wider, **Abbildung 5.32**. Große Gradienten werden durch die Darstellung rauer Oberflächen bestätigt.

Auf Basis der Ergebnisse der CT-Untersuchung lässt sich ableiten, dass die Gewindereibung, die einen unmittelbaren Einfluss auf die bestimmten Einschraubdrehmomente gezeigt hat, wenig Auswirkung auf die durchschnittliche Gewindeausformung hat. Die formgebende Geometrie der Spitze überwiegt die Reibungsverhältnisse, da beim Eindringen der Schraube in den Mutterwerkstoff und der darauffolgenden Ausformung des Gewindes keine Verformung der Schraube eintritt und das zu verdrängende Volumen und die zu leistende Umformarbeit annähernd gleich sind. Für die nachfolgenden Montageversuche ist aus den unterschiedlichen Reibverhältnissen (raue Oberflächenstrukturen) eine signifikante Beeinflussung auf das Drehmoment-Vorspannkraft-Verhalten zu erwarten. Die Einzelergebnisse der CT-Untersuchungen sind in **Anhang 10.3.2** dargestellt.

5.3.3 Montageversuche

Für die vergleichende Analyse des Oberflächen- und Gleitmitteleinflusses auf die Vorspannkraft werden Montageversuche gemeinsam mit dem Institut FTM der Technischen Universität Dresden durchgeführt. Die Versuche erfolgen, wie für das Screening (Kapitel 5.2), am Anziehprüfstand „BOSCH“, siehe **4.2 Anziehprüfstände**. Die Versuchsführung und Auswertung erfolgt in Anlehnung an den Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch nach DIN EN ISO 16047, deren Anwendbarkeit im Bereich M3 bis M39 von ISO-metrischen Schrauben aus unlegiertem Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl [78] ist. Die zu vergleichenden gewindefurchenden Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 werden entsprechend der Norm ausgewertet. Für Edelstahlschrauben erfolgt eine Anpassung der Prüfkraft F_p entsprechend der Schraubenfestigkeit von A2-70. Die Montageversuche unterscheiden sich abweichend zur Norm insbesondere darin, dass nicht in ein vorgeschchnittenes Gewinde eingedreht wird, sondern das Mutterngewinde durch die gewindefurchenden Schrauben erzeugt wird und anschließend die Schraube bis zum Versagen der Verbindung belastet werden. Als Verspannkörper werden gedrehte Stahlhülsen mit Bund für die Kopfauflage verwendet, die für die Vorspannkraftmessung durch Kraftmessringe durchgesteckt werden. Als Mutterkörper werden Einschraubplatten ($t_E = 12$ mm) aus Aluminium eingesetzt, die sowohl für das Screening (5.2) als auch im Einschraubversuch (5.3.1) nach DIN 267-30 [24] verwendet wurden. Mit einer Einschraubdrehzahl $n = 200$ min⁻¹ wird das Mutterngewinde gefurcht. Vor dem Erreichen der Kopfauflage erfolgt ein Umschalten auf $n = 20$ min⁻¹ und die Verbindung wird bis zum Versagen belastet. Das Drehmoment M und die Vorspannkraft F_V werden kontinuierlich gemessen und für die Auswertung über dem zusätzlich aufgezeichneten Drehwinkel ϑ dargestellt, **Abbildung 5.39**.

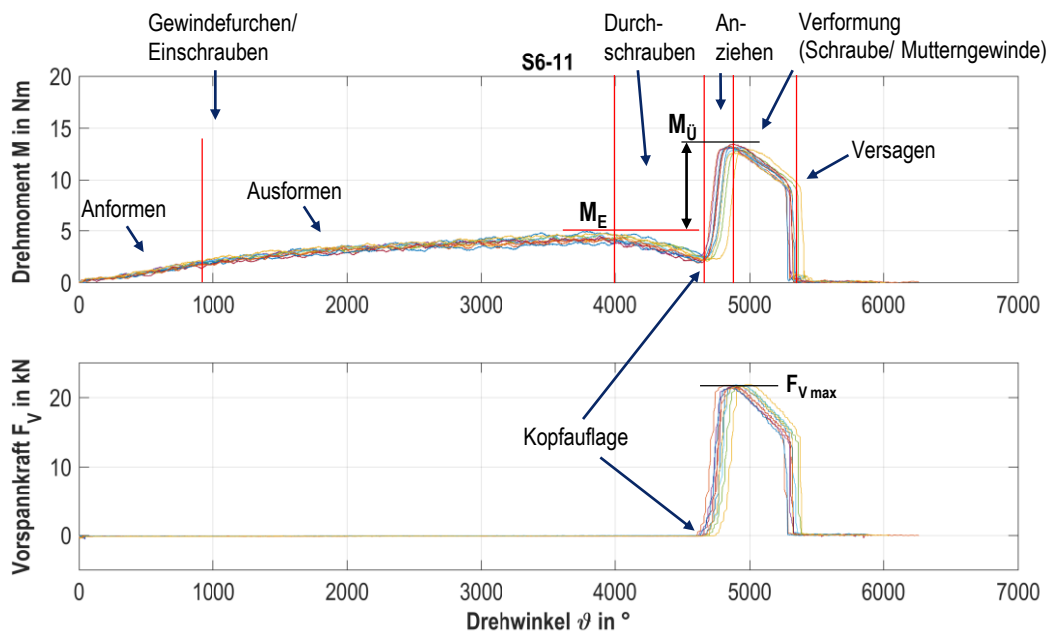


Abbildung 5.39: Drehmoment-Drehwinkel- und Vorspannkraft-Drehwinkelverlauf für den Einschraub- und Montageversuch am Beispiel der gewindefurchenden Schraube S6-11

Der für Variante S6-11 exemplarisch dargestellte Drehmoment-, Vorspannkraft-Drehwinkelverlauf zeigt den für die Versuche charakteristischen Verlauf der gemessenen Größen. Beim Gewindefurchen, gekennzeichnet durch Anformen und Ausformen, steigt das Drehmoment kontinuierlich bis zum Einschraubdrehmoment M_E an (vgl. **Kapitel 5.3.1**). Das Drehmoment fällt aufgrund der wegfallenden Umformung ab, wenn die formgebende Spitze durch das

Prüfblech durchgeschraubt wird. Bei Erreichen der Kopfauflage steigen das Drehmoment und die Vorspannkraft kontinuierlich an, bis ein Maximum erreicht wird ($F_{V \max}$), das das Überdrehmoment $M_{\bar{U}}$ bestimmt. Infolge der hohen Gewindereibung, die sich aus der Flankenüberdeckung, der Einschraubtiefe und den Reibzahlen ergibt, erfolgt nach vorausgehender Verformung in Abhängigkeit der Duktilität der Schraube und der Nachgiebigkeit des Muttergewindes das Versagen durch Schraubenbruch. Ein Überdrehen des Muttergewindes ist für kleine Einschraubtiefen (ca. $t_E \leq 1,5x_d$) [85] bei geringeren Torsionsspannungen als Versagensform zu erwarten. Die anhand der Einschraub- und Montagekurven ableitbaren Größen sind vergleichend gegenübergestellt, **Abbildung 5.40**.

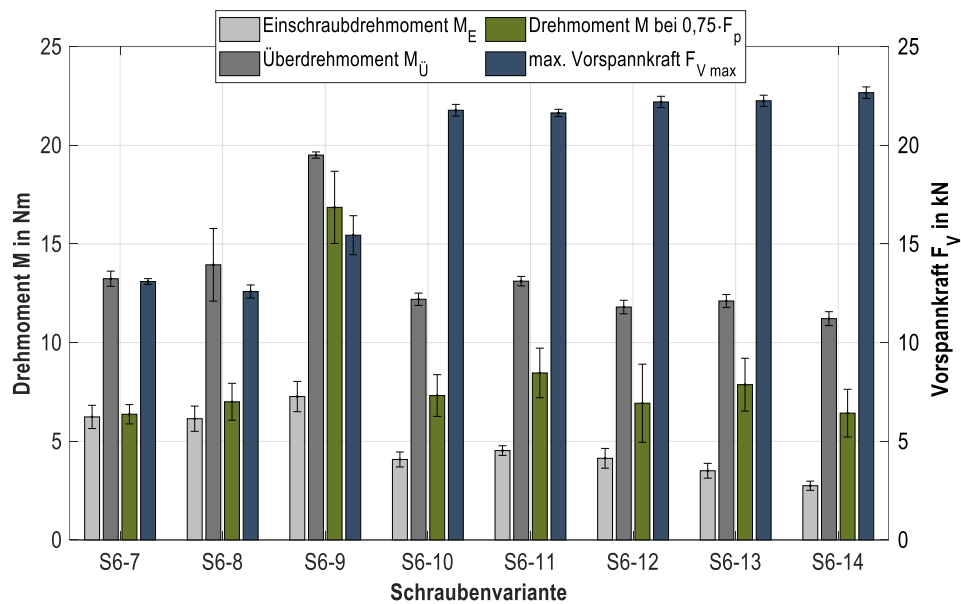


Abbildung 5.40: Ergebnisse der Montageversuche und in Anlehnung an DIN EN ISO 16047 abgeleitetes Moment für $0,75 \cdot F_p$ ($F_V = 8,7$ kN für Edelstahl A2, $F_V = 12,53$ kN für Festigkeitsklasse 10.9)

Die Einschraubdrehmomente sind mit denen in Kapitel 5.3.1 vergleichbar. Die Versagsmomente werden primär durch die mechanischen und konstruktiven Eigenschaften der Verbindung, insbesondere der Schraube bestimmt. Abhängig von der Gewindereibung, die zuvor für die Edelstahlschrauben S6-7/S6-8 und Variante S6-9 bereits als besonders einflussnehmend bestimmt wurde, steigt die Torsionsspannung in der Schraube und führt zu erhöhten Überdrehmomenten. Je größer die Gewindereibung ist, desto größer sind tendenziell die Einschraub- und Überdrehmomente. Die Größe der maximalen Vorspannkraft verhält sich entsprechend gegensätzlich zu den reibungsbestimmten Drehmomenten und ist für die Varianten S6-10 bis S6-14 dadurch deutlich größer ($F_{V \max} > 21$ kN). Zusätzlich wird das Drehmoment bei einer Vorspannkraft $F_V = 0,75 \cdot F_p$ nach DIN EN ISO 16047 ausgewertet (für A2-70: $F_V = 8,7$ kN, für FK10.9 $F_V = 12,53$ kN). Die Prüfkraft F_p wird für die Festigkeitsklasse 10.9 aus der Norm DIN EN ISO 898-1 [27] abgeleitet. Das auszuwertende Drehmoment wird in seiner Höhe durch die Gewinde- und Unterkopfreibung bestimmt. Im Vergleich der Oberflächensysteme galvanisch Zink und Zinklamelle sind bei betrachteter Vorspannkraft ($F_V = 12,53$ kN) die benötigten Anziehdrehmomente für das Gleitmittel DF VzwoA geringer als für DF 921. Der Einfluss des Gleitmittels auf das Anziehdrehmoment ist größer als auf das Einschraubdrehmoment. So können bei Zinklammellensystemen trotz höherer Einschraubdrehmomente gleitmittelabhängig niedrigere Anziehdrehmomente aufgrund günstigerer Reibungsverhältnisse auftreten.

Die Beschreibung der Reibung kann für das Anziehen von metrischen Schrauben über den **K-Faktor** nach **Gl. 5.3** erfolgen. Der K-Faktor beschreibt das Verhältnis des Anziehdrehmomentes zum Produkt der Vorspannkraft und des Nenndurchmessers. Der für metrische Schrauben abgeleitete lineare Zusammenhang zwischen Drehmoment und Vorspannkraft (vgl. Gl. 2.1, Kapitel 2.1.2) wird nach **Gl. 5.4** für die asymmetrische Flankengeometrie des ALtracs® Plus Gewindes modifiziert.

$$K = \frac{M_A}{F_V \cdot d} \quad \text{Gl. 5.3}$$

$$M_A = F_V \cdot \left[\frac{P}{\pi \cdot d_2} + \frac{1}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \cdot \mu_K \right] \quad \text{Gl. 5.4}$$

mit $\frac{\alpha}{2} = \gamma = 22^\circ$ (Lastflankenwinkel) für Gewindetyp ALtracs® Plus ($\alpha = \beta + \gamma = 11^\circ + 22^\circ$)

$$\mu_{\text{tot}} = \frac{\frac{M_A}{F_V} \cdot \frac{P}{2 \cdot \pi}}{\frac{d_2}{2 \cdot \cos(\gamma)} + 0,5 \cdot D_{Km}} \quad \text{Gl. 5.5}$$

Zusätzlich zum K-Faktor wird nach der in DIN EN ISO 16047 [78] beschriebenen Vorgehensweise die Gesamtreibungszahl μ_{tot} nach **Gl. 5.5** berechnet. Vergleichend zu den an gewindefurchenden Verbindungen abgeleiteten Größen, wurden die gleichen Schrauben mit Unterstützung der Firma Dörken in vorgeschchnittene Aluminiummuttern (DIN EN ISO 4032 [33]) eingeschraubt und der K-Faktor sowie die Gesamtreibungszahl μ_{tot} für je zehn Einzelversuche berechnet, **Abbildung 5.41**.

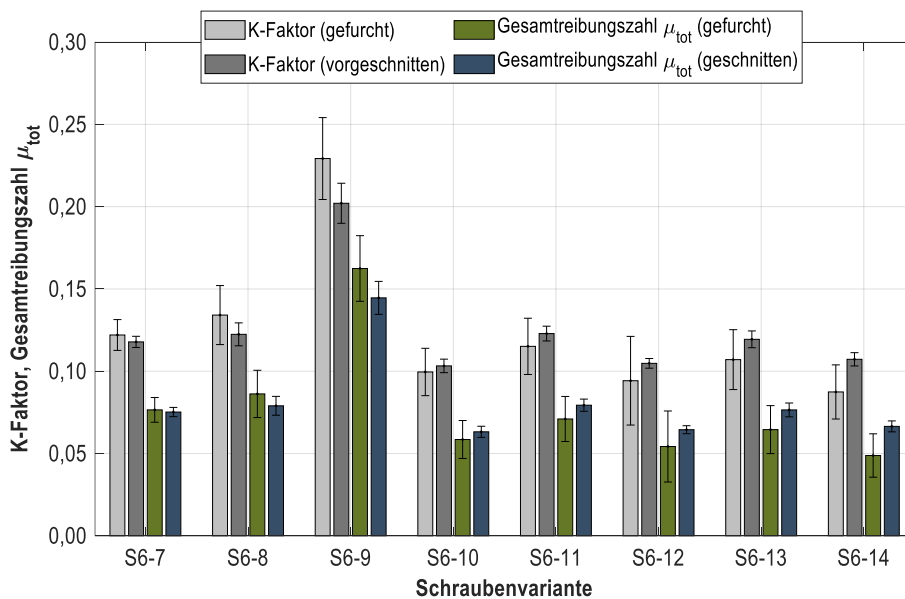


Abbildung 5.41: K-Faktor und Gesamtreibungszahl μ_{tot} für die Montage in gefurchten Gewinden und in Aluminiummuttern mit vorgeschrittenem Gewinde, in Anlehnung an DIN EN ISO 16047 für den Gewindetyp ALtracs® Plus

Die Varianten S6-7 bis S6-9, die beim Gewindefurchen bereits zu den größten Einschraubdrehmomenten führten, haben deutlich größere K-Faktoren. Für die Varianten S6-10 bis S6-14 ist die bestimmte Gesamtreibungszahl für die Montage in gefurchtem Gewinde zwischen 8 und 36 % kleiner als in vorgeschrittenen Aluminiummuttern. Eine mögliche Begründung dafür stellen die glatteren Oberflächen des gefurchten Gewindes gegenüber den zerspanend gefertigten Aluminiummuttern dar. Die hingegen größere Streuung der Reibungszahlen und der K-Faktoren bei gefurchten Gewinden ($s_K = 0,018$, $s_{\mu_{\text{tot}}} = 0,015$) gegenüber den Versuchen mit vorgeschrittenem Gewinde

($s_K = 0,005$, $s_{\mu_{\text{tot}}} = 0,004$) können u. a. durch möglichen Verschleiß des Gleitmittels im Gewindefurchprozess begründet werden. Ein weiterer Unterschied besteht darin, dass beim Anziehen der gefurchten Verbindung bereits Kontakt zwischen Schrauben- und Muttergewinde besteht, bevor eine Vorspannkraft anliegt. Die Größe der Kontaktfläche ist beim Montieren in das vorgeschchnittene Gewinde annähernd gleich und kann für die gefurchten Schraubenverbindungen lokal unterschiedlich sein (vgl. CT-Ergebnisse Traganteil).

Der Trend der geringen Einschraubdrehmomente beim Gewindefurchen für die untersuchten galvanisch verzinkten Schrauben kann als Einfluss der Kombination aus Oberflächenschutz und Gleitmittel auf das erforderliche Anziehdrehmoment nicht abgeleitet werden. Sowohl der K-Faktor als auch die Gesamtreibungszahl sind für die Varianten S6-10 bis S6-14 in einem Streuband. Teilweise sind die verschiedenen Zinklamellentypen in Kombination mit dem Gleitmittel DF VzwoA besser als die galvanisch verzinkte Variante S6-13. Die Wahl des Gleitmittels nimmt somit eine wichtige Funktion hinsichtlich des Anziehdrehmoment-Vorspannkraft-Verhaltens ein. Der K-Faktor ist eine zusammengefasste Beschreibung der Reibung und ermöglicht wie auch die Gesamtreibungszahl keine Rückschlüsse auf die Schraubenbeanspruchung infolge der Gewindereibung (Torsionsanteil) [4].

Dazu ist es erforderlich die Teilreibungszahlen zu betrachten, die aus den Versuchen mit vorgeschrittenen Gewinden am Anziehprüfstand der Firma Dörken MKS abgeleitet werden können, **Tabelle 5.5**.

Tabelle 5.5: Reibungszahlen in Anlehnung DIN EN ISO 16047

Variante	S6-7	S6-8	S6-9	S6-10	S6-11	S6-12	S6-13	S6-14
μ_{tot}	0,075	0,079	0,145	0,063	0,079	0,064	0,076	0,066
μ_{th}	0,118	0,120	0,148	0,094	0,096	0,092	0,112	0,106
μ_{b}	0,053	0,057	0,149	0,047	0,073	0,051	0,058	0,045

Die Gewindereibungszahlen μ_{th} der Varianten S6-7 bis S6-9 sind entsprechend der Erwartungen höher, die Kopfreibungszahlen μ_{b} liegen hingegen in einer Größenordnung (mit Ausnahme S6-9). Das Kopfreibmoment beeinflusst das erforderliche Anziehdrehmoment, hat aber keinen direkten Einfluss auf die resultierende Vorspannkraft, die ausschließlich vom Gewindemoment abhängt [4]. Die im geschnittenen Gewinde ermittelten Gewindereibungszahlen lassen sich jedoch nicht unmittelbar auf die gefurchten Varianten übertragen, weshalb weiterführend Versuche an einem Reibprüfstand durchzuführen wären. Da die verwendeten Schrauben relativ kurz sind, ist es mit den verfügbaren Anziehprüfständen nicht möglich gewesen, das Gewindereibmoment direkt zu bestimmen.

Unter Berücksichtigung der im Vergleich zum Einschraub- und Überdrehmoment hohen Streuung der erforderlichen Anziehdrehmomente für das Vorspannkraftniveau $0,75 \cdot F_p$, lässt sich eine entsprechend hohe Ungenauigkeit für die insbesondere bei gewindefurchenden Schrauben konventionell übliche drehmomentgesteuerte Montage ableiten. Neben der möglichen Streuung der Reibungszahl innerhalb eines Schraubenloses (siehe μ_{tot} gefurcht) und der Berücksichtigung von Maß- und Formabweichungen, können Prozessgrößen beim Einschrauben und die über den Umfang veränderliche Kontaktfläche weitere Einflussfaktoren darstellen.

5.4 Anwendungsorientierte Bauteilverschraubung

Konstruktions- und Prozessparameter: Vorlochdurchmesser, Einschraubtiefe und Drehzahl

Die bisherigen Untersuchungen über den Einfluss der Gewindegeometrie (5.2) und den Einfluss relevanter Oberflächen- und Gleitmittelsysteme auf das Einschraub- und Montageverhalten (5.3) wurden nach den spezifizierten Anforderungen der Norm DIN 267-30 durchgeführt. Für die industrielle Anwendung gewindefurchender Schrauben sind die Einschraubtiefe und die Größe des zu wählenden Vorlochdurchmessers abhängig von den zu erwartenden Betriebslasten auf die Verbindung teilweise sehr unterschiedlich. Hinzu besteht die Forderung nach kurzen Prozesszeiten, die eine höhere Einschraubdrehzahl erfordert ($n \geq 300 \text{ min}^{-1}$) als der Normversuch ($n = 200 \text{ min}^{-1}$).

Ziele: Bewertung der praxisrelevanten Prozess- und Konstruktionsparameter (n , t_E , d_{VL}) auf das Einschraubverhalten, die Gewindeausformung und die Mutterngewindefestigkeit.

- Einschraubdrehmomentverlauf
- Gewindeausformung und -verfestigung
- Ausreißkraft

Methoden: Einschraubversuch mit Mutternbauteil für zwei Vorlochdurchmesser und hoher Einschraubdrehzahl, Ausreißversuch, Metallografie, Nano-Indentation

Hypothesen: 1. Das erforderliche Einschraubdrehmoment und die Verfestigung des Mutterngewindes stehen in direktem Zusammenhang mit der Größe des Vorlochdurchmessers.
2. Die Ausreißkraft ist abhängig von der Flankenüberdeckung und der Einschraubtiefe.

Für die Abbildung einer praxisorientierten Bauteilverschraubung wird die gewindefurchende Schraube ALtracs® Plus 80x70/30 mit galvanisch verzinkter Oberfläche (S8-9), dem Gleitmittel DF 921 des Herstellers mircoGleit und ein Aluminiummutternkörper aus der Legierung EN AW-6082 T6 ausgewählt, siehe **4.1 Probekörper**. Für hochfeste Anwendungen, die schwingenden Beanspruchungen ausgesetzt sind, empfiehlt der Hersteller EJOT eine Einschraubtiefe von $t_E \geq 2x_d$ inklusive der Furchspitze [85]. Neben der Einschraubtiefe bildet der Vorlochdurchmesser die konstruktive Größe, die aus der daraus resultierenden Flankenüberdeckung einen unmittelbaren Einfluss auf die quasi-statische Festigkeit und das Vorspannkraftverhalten einnimmt. Die Vorlochtoleranzen sind vom Schraubenhersteller für Schrauben der Abmessungen $\geq 8 \text{ mm}$ mit $\pm 0,1 \text{ mm}$ spezifiziert. Für die praxisorientierten Untersuchungen werden die zwei Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ und $7,6 \text{ mm}$ ausgewählt, so dass die zu erwartende Gewindeausformung die in der Praxis auftretenden Extremwerte in Form minimaler und maximaler Flankenüberdeckung vollständig abbildet [1].

5.4.1 Einschraubversuche

Die Einschraubversuche werden am Anziehprüfstand des Herstellers Schatz (Remscheid) durchgeführt, siehe **4.2 Anziehprüfstände**. Zusätzlich zu den Verschraubungen mit der gewindefurchenden Schraube werden ISO-metrische Schrauben gleicher Abmessung M8x70/30 (S8-10) in die mit der ALtracs® Plus Schraube vorgefurchten Gewinde eingedreht, um die metrische Kompatibilität zu überprüfen und den Fall einer Reparaturverschraubung nachzubilden. Die Drehzahl beträgt $n = 300 \text{ min}^{-1}$, die Einschraubtiefe $t_E = 20 \text{ mm}$ ($2x_d + l_{Furch}$). Es handelt sich um eine Einschraubverbindung, bei der sich die furchende Spitze im Gegensatz zu einer Durchgangsverschraubung (vgl. Normversuch) mit im Gewindeeingriff befindet, **Abbildung 5.42**. Die Mutternkörper sind dennoch mit einer Durchgangsbohrung versehen, um ein vollständiges Durchschrauben der gewindefurchenden Schraube beim Vorfurchen

zu ermöglichen. Für den Fall, dass nachträglich die ISO-metrische Schraube eingedreht wird, ist somit sichergestellt, dass über die gesamte Einschraubtiefe ein vollständig ausgeformtes Gewinde vorliegt. Für die zwei ausgewählten Vorlochdurchmesser 7,2 mm und 7,6 mm werden jeweils 34 Montageversuche mit der gewindefurchenden Schraube (S8-9) und 17 Versuche mit der ISO-metrischen Schraube (S8-10) durchgeführt, **Abbildung 5.42**.

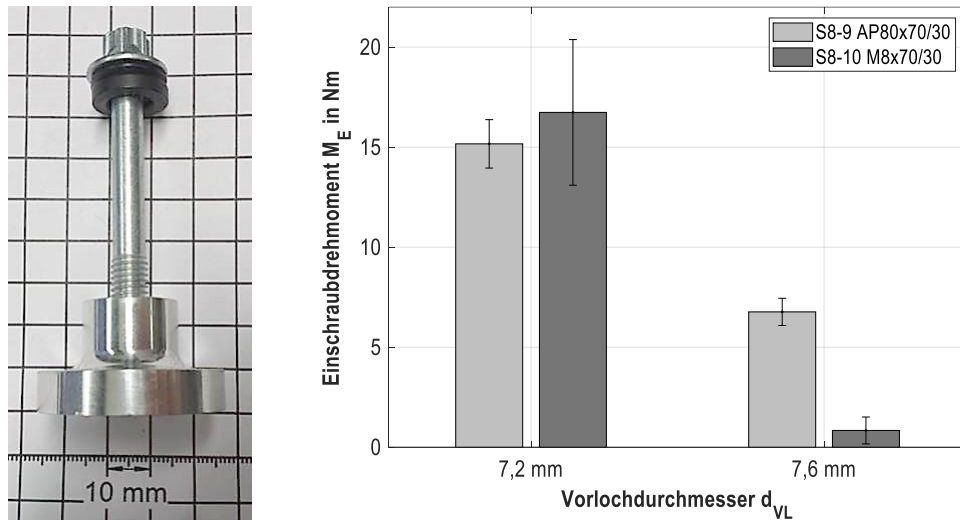


Abbildung 5.42: Schraube montiert in Mutternkörper (links), ermitteltes Einschraubdrehmoment für zwei ausgewählte Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm und $d_{VL} = 7,6$ mm (rechts)

Die Fertigungstoleranz der Vorlochdurchmesser ($\pm 0,02$ mm) wird mit einer Bügelmessschraube für Innenmaße bestimmt. Die fertigungsbedingte Streuung der Gewindegeometrie wird wie unter 5.3.1 mit Unterstützung der Firma EJOT durch optische Vermessung erfasst und zeigt eine hohe Fertigungsgüte, **Anhang 10.4.1**.

Das erforderliche Einschraubdrehmoment hängt direkt mit der zu leistenden Umformarbeit abhängig von der Größe des zu verdrängenden Volumens zusammen und ist somit für den kleineren Vorlochdurchmesser signifikant größer. Beim Eindrehen der ISO-metrischen Schraube in das vorgefurchte Gewinde werden für die Verschraubung mit Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm größere Einschraubdrehmomente als für das initiale Gewindefurchen gemessen. Die teilweise höheren Einschraubdrehmomente sind auf den Geometrieunterschied der Flankenwinkel von $\alpha = 60^\circ$ der metrischen zu $\alpha = 33^\circ$ der gewindefurchenden Schraube zurückzuführen. Unter Berücksichtigung eines elastischen Rückfederns des Muttergewindes beim Herausdrehen der gewindefurchenden Schraube und dem Eindrehen des größeren Flankenwinkels der ISO-metrischen Schraube muss demzufolge weitere Umformarbeit geleistet werden. Das Eindrehen der ISO-metrischen Schraube in das vorgefurchte Gewinde mit großem Vorlochdurchmesser ist hingegen mit sehr geringem Drehmoment möglich ($M_E = 0,8 \pm 0,67$ Nm). Für die Reparaturverschraubung mit einer ISO-metrischen Schraube, die in ein vorgefurchtes Gewinde eingedreht werden soll, ist anhand dieses Beispiels zu sehen, dass abhängig von der Einschraubtiefe und der Größe des Vorlochdurchmessers und den daraus resultierenden Kontaktflächen, die Verschraubung von Hand oder nur mit Drehmomentunterstützung durchgeführt werden kann. Für ein leichteres Eindrehen der ISO-metrischen Schraube, auch für große Flankenüberdeckungen (kleine Vorlochdurchmesser), sollte das vorgefurchte Gewinde die gleiche Flanken geometrie (Flankenwinkel $\alpha = 60^\circ$) haben, so dass keine zusätzliche Umformung beim Eindrehen erfolgen muss.

Die Analyse der Einschraubkurven für das Gewindefurchen zeigt, dass beim ersten Ansetzen der Schraube im Anformbereich (bis ca. 360°) die Streuung sehr gering ist und mit zunehmender Umformung bis zum vollständigen

Eindrehen der Furchspitze die Streuung der Einzelkurven bereits stark ausgeprägt ist, **Abbildung 5.43**. Diese beiden Bereiche können anhand des Steigungsunterschieds des Drehmomentes sehr gut voneinander differenziert werden. Der folgende Bereich, in dem die Reibung in den bereits geformten Gewinden dominiert, ist nach dem Übergangsbereich vom Anformen zum Ausformen (vgl. Kapitel 5.2) quasi parallel verschoben, was auf eine relativ konstante Gewindereibung im Vergleich der Einzelkurven hindeutet.

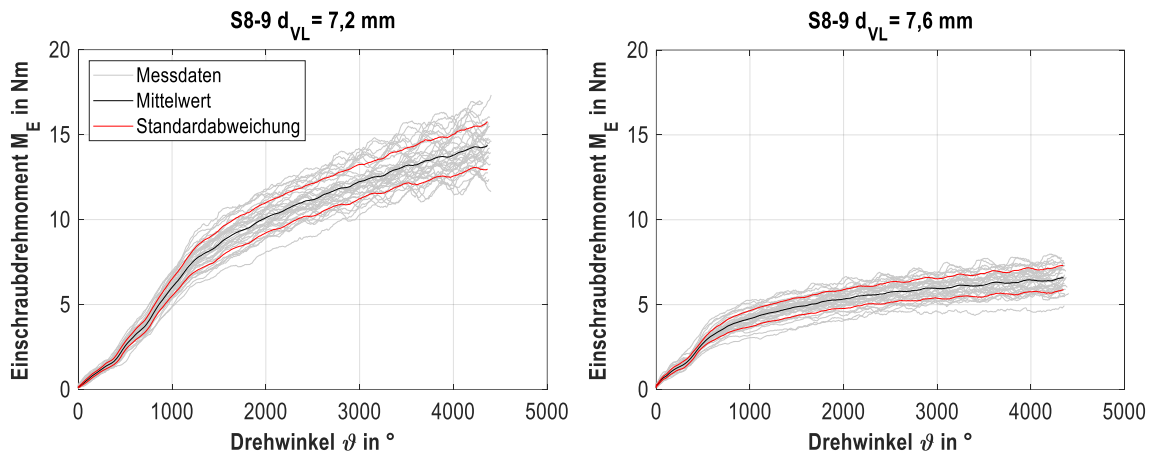


Abbildung 5.43: Einschraubkurven für ALtracs® Plus 80x70/30 für die Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm (links) und Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,6$ mm (rechts) [1]

Die Steigungsunterschiede in den charakteristischen Bereichen der Einschraubkurven lassen sich wie folgt auf die unterschiedliche Größe des Vorlochdurchmessers zurückführen: Der Anstieg des Drehmomentes im Anformbereich wird durch das Volumen des zu verdrängenden Materials bestimmt und ist für den kleineren Vorlochdurchmesser entsprechend größer. Die Steigung im zweiten Kurvenbereich, beim Durchschrauben der bereits ausgeformten Gewinde verläuft im Falle des kleineren Durchmessers durch die deutlich größere Kontaktfläche und der daraus resultierenden Gewindereibung signifikant steiler. Das resultierende Einschraubdrehmoment für den kleinen Vorlochdurchmesser beträgt $M_E = 15,2 \pm 1,2$ Nm und ist rund zweimal größer als für die Verschraubung mit dem größeren Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,6$ mm ($M_E = 6,8 \pm 0,6$ Nm).

In [1] wurden zudem das Losbrech- und das Losdrehmoment beim Herausdrehen der nicht vorgespannten gewindefurchenden Schraube in Abhängigkeit des Vorlochdurchmessers ermittelt. Das Löseverhalten beschreibt integral die Größe der Kontaktfläche, die radiale Verklemmung sowie mögliche mikromechanische Verankerungen der Oberflächen und Kaltverschweißungen zwischen Aluminiummutterngewinde und Stahlschraube. Das Herausdrehen der gewindefurchenden Schraube aus dem geformten Gewinde unterscheidet sich im ermittelten maximalen Losdrehmoment von ca. $M_{L\max} = -7 \pm 2,0$ Nm für das kleine zu ca. $M_{L\max} = -2 \pm 0,4$ Nm für das große Vorloch. Unter Einfluss einer Vorspannung würden die Gewindeflanken von Schrauben- und Mutterngewinde gegeneinander verpresst werden und das Drehmoment für das Überwinden der Haftreibung wäre deutlich größer. Zur Quantifizierung der erforderlichen Drehmomente beim Lösen der gewindefurchenden Schrauben, ist die Versuchsführung ohne Vorspannung zweckmäßig, um die Haftung in der Kontaktzone zu bestimmen [1].

Die Einzelkurven der Einschraubversuche sind in **Anhang 10.4.2** dargestellt. Weitere Details zur Analyse der Einschraubkurven und der Drehmomentstreuung unter Berücksichtigung von z. B. Gewindefehlern wie Schlagstellen, Verschleiß, Prozessschwankungen oder anderen Einflussfaktoren sind ausführlich in [1] erarbeitet.

5.4.2 Gewindeausformung - Schliffbilder

Um die Gewindeausformung zu bewerten werden metallografische Schliffbilder erstellt. Unter **Kapitel 5.2** wurde bereits für verschiedene Gewindegeometrien die Ausformung des Gewindes mithilfe der Schliffdarstellung beschrieben. Nachfolgend liegt der Fokus auf der vom Vorlochdurchmesser abhängigen Ausformung und die vergleichende Darstellung der gewindefurchenden Schraube mit der in vorgefurchte Gewinde eingedrehten ISO-metrischen Schraube.

Mit zunehmender Einschraubtiefe und dem Eindringen der Furchspitze in das vorgebohrte Kernloch fließt das umzuformende Material des Mutternkörpers bis in den Kernbereich hinein, **Abbildung 5.44**. Die räumliche Begrenzung ist durch den Kerndurchmesser des Schraubengewindes festgelegt. Umso kleiner der Vorlochdurchmesser, desto mehr Material muss verdrängt werden, so dass bei sehr kleinen Vorlochdurchmessern der Raum zwischen zwei Gewindeflanken nahezu vollständig ausgefüllt wird. Mit zunehmender radialer Ausformung nimmt der axiale Fließanteil zu und es bilden sich Gewindekrallen aus. [1]

Durch die konische Gestaltung der formgebenden Spitze und den zunehmend stärker werdenden Gewindeflanken erfolgt die Umformung in mehreren Stufen, so dass das Mutterngewinde pro hinzukommendem Gewindegang weiter ausgeformt wird. Das vollständige Ausformen ist nach ca. drei bis vier Umdrehungen erreicht und ist abhängig von der Größe des Vorlochmessers mit entsprechend großem Furchmoment verbunden.

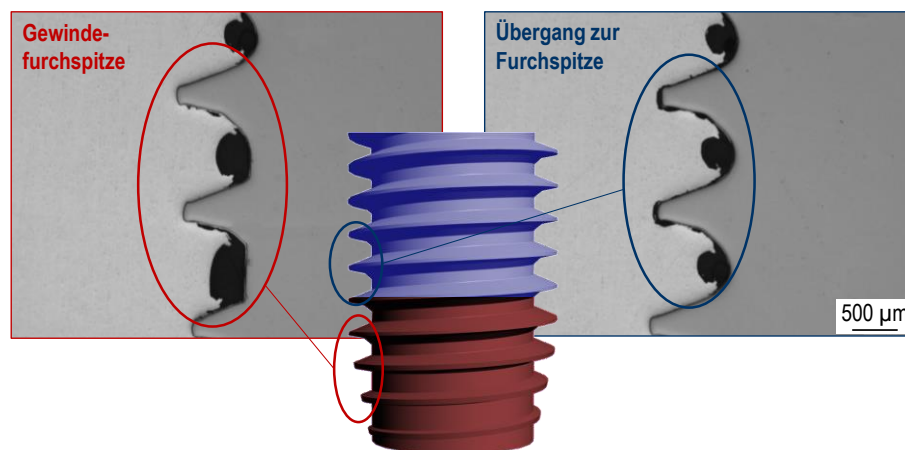


Abbildung 5.44: Gewindeausformung im Anformbereich der Furchspitze und am Übergang zum voll ausgeprägten Schraubengewinde (Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm) nach [1]

Der Vergleich der Gewindeausformung zeigt große Unterschiede abhängig von der Größe des Vorlochdurchmessers, **Abbildung 5.45**. Die untersuchten Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ und $7,6$ mm decken die verschraubbaren und anwendbaren Randbereiche vollständig ab, so dass von wenig Materialverdrängung für das große Vorloch bis zu sehr großer Umformung für das kleine Vorloch anwendungsorientierte Extrembereiche abgebildet werden [1]. Wird die gewindefurchende Schraube (S8-9) demontiert und anschließend die ISO-metrische Schraube (S8-10) gleicher Nennabmessung eingedreht, so ist besonders für den kleineren Durchmesser zu sehen, dass eine geometriebedingte zusätzliche Umformung des Mutterngewindes eintritt. Entsprechend des steileren Flankenwinkels fließt das Material weiter in Richtung des Gewindegrunds der Schraube und es kommt zu einem „Schließen“ der Gewindekrallen. Für den großen Vorlochdurchmesser wird bereits beim Gewindefurchen mit der Schraube S8-9 so wenig Material verdrängt, dass auch beim nachträglichen Verschrauben der ISO-metrischen Schraube in das

vorgefurchte Gewinde sich nur eine vergleichsweise geringe Flankenüberdeckung einstellt. Die Gewindeausformung steht in direktem Zusammenhang mit den Einschraubkurven und den erforderlichen Einschraubdrehmomenten, siehe **Kapitel 5.4.1**.

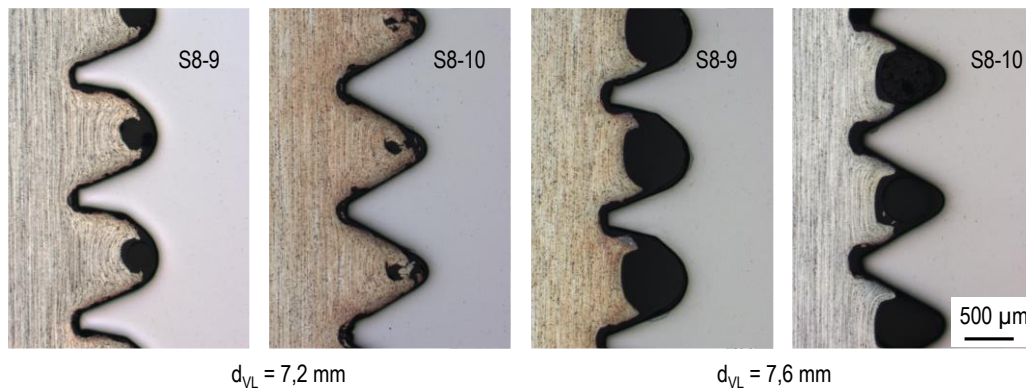


Abbildung 5.45: Vergleich der Gewindeausformung für die Varianten S8-9 und S8-10 für zwei Vorlochdurchmesser

Die Gewindeausformung der verschiedenen Varianten wird anhand metallografischer Schliffbilder vermessen und bewertet, **Abbildung 5.46**. Dazu wird für alle Varianten die Mutternflankenausprägung der Gewindekralle für die Lastflanke und die Rückflanke des Schraubengewindes für jeweils sechs voll ausgeformte Gewindegänge ausgemessen. Zusätzlich wird die tatsächliche Länge der Kontaktzone ausgemessen, über die Schrauben- und Mutterngewinde unter Vorspannung die Last übertragen würden. Die Gewindezahnfläche wird durch ein Abfahren der Gewindekrallenkontur bestimmt. Die Vermessung erfolgt an lichtmikroskopischen Aufnahmen mit der Software imagic IMS. Die Analyse der Ausformung und der Kontaktzone im Schliffbild wird an dieser Stelle der computer-tomografischen Untersuchung vorgezogen, da eine kontrastreiche gleichzeitige Abbildung der Stahlschraube und des Aluminiummutterngewindes aufgrund des großen Dichteunterschieds der Materialien und der damit verbundenen Leistung der Röntgenstrahlung für die Durchdringung nicht möglich ist.

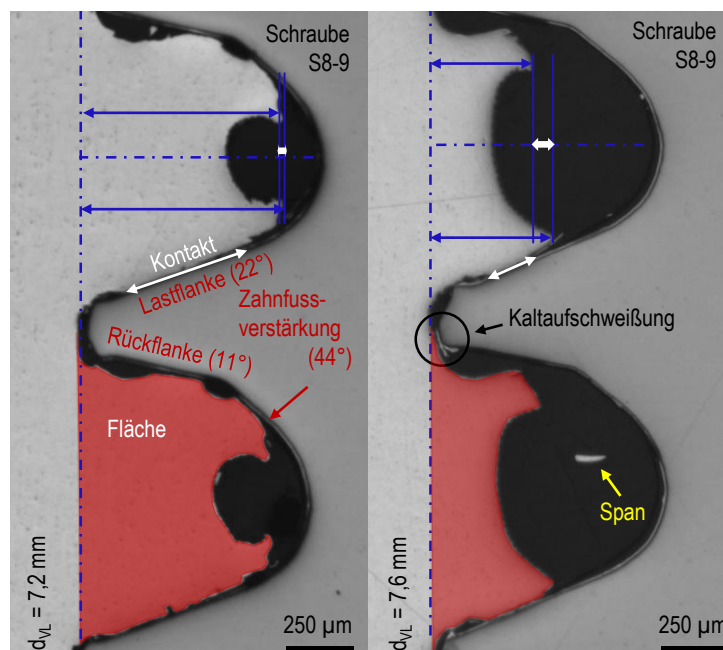


Abbildung 5.46: Darstellung der Vermessung der Gewindekrallenausformung im Schliffbild am Beispiel der gewindefurchenden Schraube (S8-9) für die Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm und $d_{VL} = 7,6$ mm nach [1]

Für die dargestellte Variante ALtracs® Plus (S8-9) ergeben sich abhängig von der Größe des Vorlochdurchmessers Unterschiede in der Ausformung des Mutterngewindes von Lastflankenseite zur Rückflankenseite. Infolge des asymmetrischen Flankenwinkels α (Lastflankenwinkel $\gamma = 22^\circ$, Rückflankenwinkel $\beta = 11^\circ$) fließt das Material auf der Lastflanke weiter in Richtung Gewindegrund der Schraube. Die ungleiche radiale Ausformung ist für das kleinere Vorloch vernachlässigbar, da auf Grund der großen Materialverdrängung der axiale Fließanteil stärker ausgeprägt ist und es zum Schließen der Gewindekrallen kommt. Auf der Rückflankenseite dominiert der axiale Fließanteil durch den verstärkten Zahnfuß (44° Winkel), der an die 11° -Rückflanke anschließt, früher. Dadurch ist die gekrümmte Gewindekralle auf der Rückflankenseite der Schraube stärker ausgeprägt als auf der gegenüberliegenden Lastflanke. Für den großen Vorlochdurchmesser ist der Unterschied zwischen Last- und Rückflankenausformung in radialer Richtung stärker ausgeprägt. Die Ergebnisse der Vermessung der Gewindegeometrie zeigen kennzeichnende Unterschiede in der Gewindeausformung für die verschiedenen Varianten und Vorlochdurchmesser, **Tabelle 5.6**.

Tabelle 5.6: Ergebnisse der Gewindevermessung im Schliffbild für die Varianten S8-9 und S8-10

Schraube	Vorloch in mm	Lastflanke in μm	Rückflanke in μm	Gewindekontakt in μm	Traganteil in %	Zahnfläche in mm^2
S8-9 (AP80)	7,2	719 ± 16	708 ± 21	384 ± 68	$84,5 \pm 2$	$0,52 \pm 0,03$
S8-9 (AP80)	7,6	443 ± 16	403 ± 16	198 ± 34	$52,3 \pm 2$	$0,28 \pm 0,01$
S8-10 (M8)	7,2	807 ± 19	717 ± 18	397 ± 44	$84,7 \pm 2$	$0,55 \pm 0,03$
S8-10 (M8)	7,6	509 ± 28	469 ± 18	133 ± 20	$53,1 \pm 3$	$0,31 \pm 0,02$

Die Messergebnisse sind als Mittelwerte und der dazugehörigen einfachen Standardabweichung der Einzelmessungen, die aus einer Schnittebene bestimmt werden, dargestellt. Um die Lage der Schliffebene zu berücksichtigen wird für die Berechnung des Traganteils nicht das nominelle Maß des Kerndurchmessers, sondern der tatsächliche Abstand vom Außen- zum Kerndurchmesser als Bezugsgröße für jeden Schliff individuell referenziert. Die quantitativen Unterschiede der Last- und Rückflankenausprägung bestätigen die bereits qualitativ beschriebene und mit der geometrischen Gestaltung begründete asymmetrische Ausformung (vgl. **Abbildung 5.46**) sowie die weitere Umformung, die beim Eindrehen der ISO-metrischen Schraube mit 60° -Flankenwinkel eintritt.

Die Flankenüberdeckung, der Bereich in dem die Schraubenflanke und Mutterngewinde in Kontakt stehen, unterscheidet sich sehr stark. Für den kleinen Vorlochdurchmesser ist die Überdeckung fast vollständig bis in den Übergangsradius zum Gewindegrund der Schraube ausgebildet. Im Vergleich dazu überdecken sich die Flanken für den größeren Vorlochdurchmesser ca. zur Hälfte. In Hinblick auf die Lastverteilung und die Beanspruchbarkeit des Gewindes sind entsprechende Unterschiede zu erwarten. Je stärker die Ausprägung des Mutterngewindes, desto größer sollte die Beanspruchbarkeit sein. Es ist zu berücksichtigen, dass die Schliffbilder den Gewindekontakt nach dem Einschraubversuch ohne Vorspannung darstellen.

Die Kontaktflächen können lokal und abhängig von der Schliffebene stark variieren. Ursächlich können neben der Prozessführung der Schraube bei der Montage, die ggf. zu einer Schiefstellung führt, verschiedene Verschleißmechanismen sein, **Abbildung 5.47** [1]. Die galvanische Zinkschicht der Schraube, die im Schliffbild schwarz erscheint, trennt das Mutterngewinde optisch von der Schraube. Teilbereiche des Mutterngewindes liegen vollständig an, andere Bereiche stehen nicht in direktem Kontakt mit dem Schraubengewinde. Der abrasive Verschleiß, der

sich als Spanbildung äußert, geht aus den unterschiedlich harten Werkstoffoberflächen und Oberflächenrauigkeiten hervor, die durch die rotatorische und translatorische Bewegung der Schraube in Relativbewegung in Kontakt treten. [1]

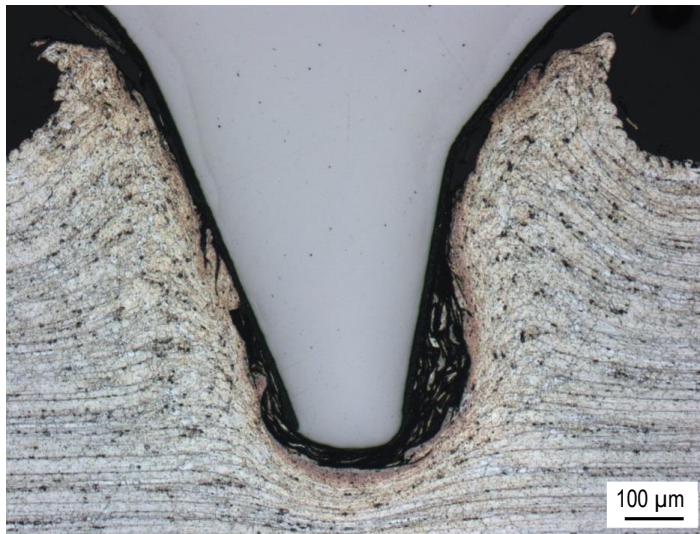


Abbildung 5.47: Gewindekontakt und Verschleiß am Beispiel des gefurchten Gewindes (Variante S8-9) für den Vorlochdurchmesser 7,2 mm. Schliffdarstellung: Probenmitte ($t_E = 20$ mm), modifizierte Murakami-Ätzung [1].

In [1] werden die Verschleißformen und der Einfluss der Verschraubung (Pendelbewegung) auf die daraus resultierende Kontaktsituation weiter beschrieben.

Die Schliffbilder der einzelnen Varianten sind in **Anhang 10.4.3** dargestellt.

Das geätzte Schliffbild in **Abbildung 5.47** veranschaulicht infolge der lokal großen Verformung eine unterschiedliche Korntextur, mit entsprechender Kaltverfestigung des Muttergewindes, die nachfolgend als Härteanstieg mithilfe der Nano-Indentation bestimmt wird.

5.4.3 Nano-Indentation

Unter Berücksichtigung der bereits gewonnenen Erkenntnisse der Nano-Indentationsprüfung unter Kapitel 5.2.2.3 werden folgende Anpassungen der Prüfparameter vorgenommen, **Abbildung 5.48**:

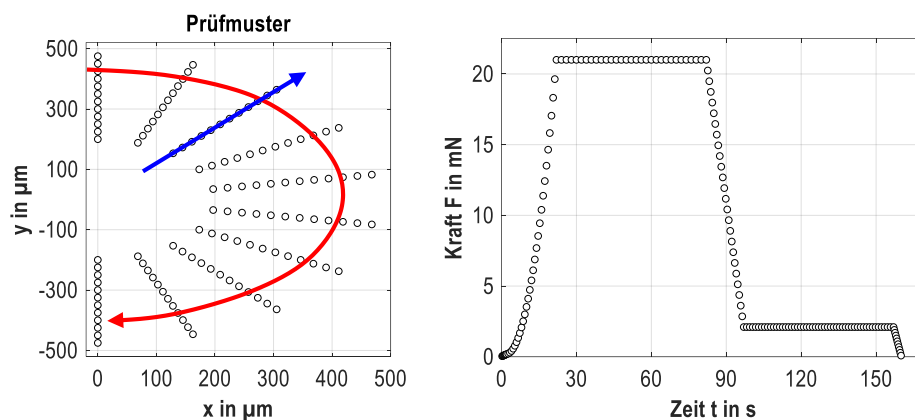


Abbildung 5.48: Prüfmuster (links) und Kraft-Zeit-Verlauf der Nano-Indentationsprüfung (rechts), Abstand der Prüfradien 25 μ m, 12 Radien, Winkelbereich $\pm 90^\circ$, Winkelinkrement $\Delta\varphi = 20$, Prüflast 21 mN

Die Prüfkraft wird auf 21 mN erhöht, der Abstand der einzelnen Härtedrucke wird von 10 μm auf 25 μm vergrößert. Zusätzlich wird die Anzahl der abgeprüften Winkel reduziert, in dem das Winkelinkrement von 5 ° auf 20 ° vergrößert wird. Die Haltezeiten werden zwecks besserer thermischer Driftkorrektur jeweils auf 60 s verlängert. Daraus ergibt sich eine deutlich längere Prüfzeit der Einzelmessung, die jedoch durch das reduzierte Prüfmuster kompensiert wird. Abhängig von der Anzahl der Messpunkte und des Kraft-Zeit-Verlaufs beim Eindringen ergeben sich Prüfdauern von 24 bis 40 h für die Messungen von mehreren Gewindegängen. Die Nano-Indentationsprüfungen werden ausschließlich im ersten voll ausgeformten Gewindegang durchgeführt (Prüfdauer: ca. 8-10 h). Dieser Gewindegang wird beim Einschrauben von allen eingedrehten Gewindeflanken der Schraube durchlaufen und dadurch weiter ausgeformt. In Abhängigkeit der Einschraubtiefe erfolgt somit eine Vielzahl von Umdrehungen (t_E/P), bei denen eine weitere Umformung stattfindet und das vom Anformbereich geformte Gewinde durch die darauffolgenden Gewindegänge „nachkalibriert“ wird. Dieser Gewindegang stellt unter elastischer Vorspannung den am stärksten beanspruchten Gewindegang dar, da sich über die erste tragende Gewindeflanke der Schraube ca. 40 % der Gesamtkraft in das Mutterngewinde übertragen [4]. [1]

Die dreidimensionale Darstellung der Härteverteilung um den Gewindegrund zeigt den Anstieg der Eindringhärte H_{IT} im Bereich großer Umformungen im Randbereich des Gewindegrunds, **Abbildung 5.49**.

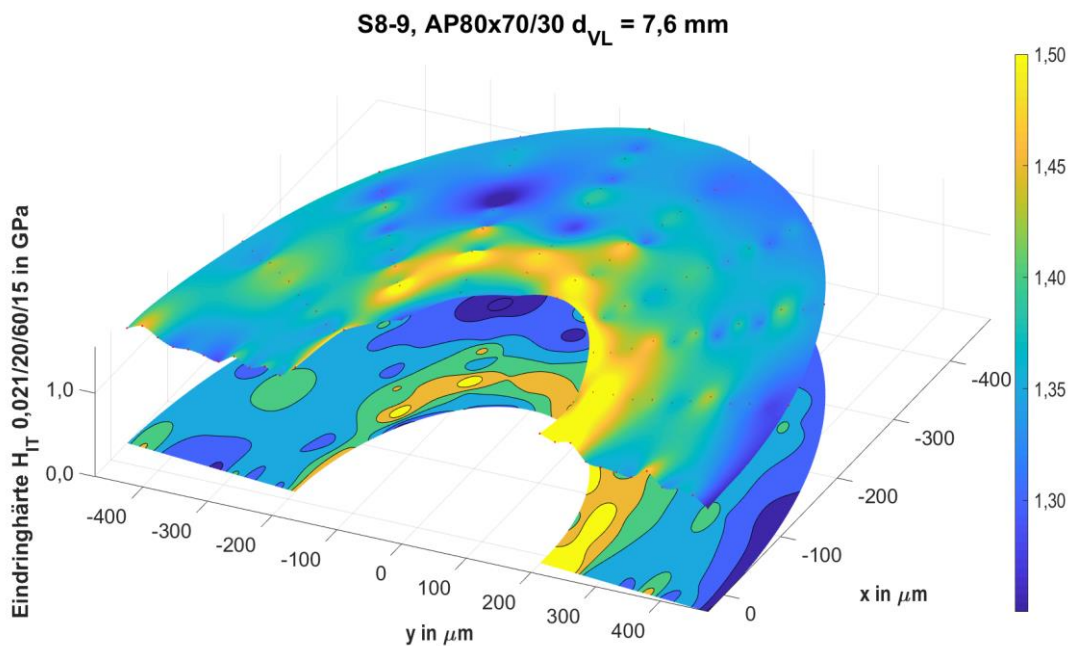


Abbildung 5.49: Härteverteilung und Konturplot des Mutterngewindes für Variante S8-9 mit Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,6 \text{ mm}$ in EN AW-6082 T6

Die Anpassung der Prüfparameter ist zielführend und kann die Empfindlichkeit gegenüber intermetallischer Ausscheidungen reduzieren. Ausreißer werden, wie in **Kapitel 5.2.2.3** beschrieben, durch lineare Interpolation korrigiert. Über den radialen Abstand in Richtung des nicht umgeformten Bereichs fällt die Härte entsprechend ab, **Abbildung 5.50**.

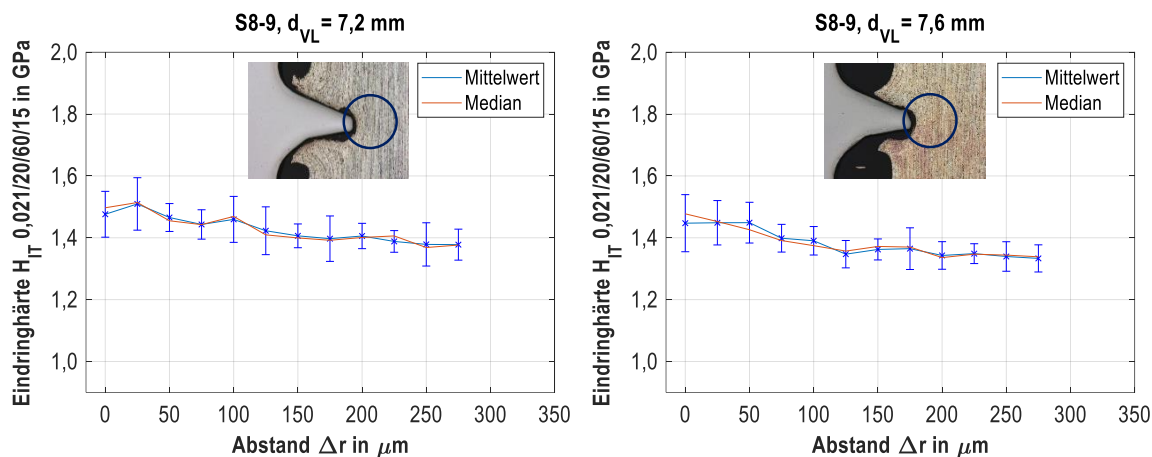


Abbildung 5.50: Härtegradient für Variante S8-9 mit Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm (links) und $d_{VL} = 7,6$ mm (rechts)

Die mittlere Verfestigung wird als Härteanstieg der einzelnen Winkel bezogen auf die Härte des unverformten Grundwerkstoffs quantifiziert, **Abbildung 5.51**.

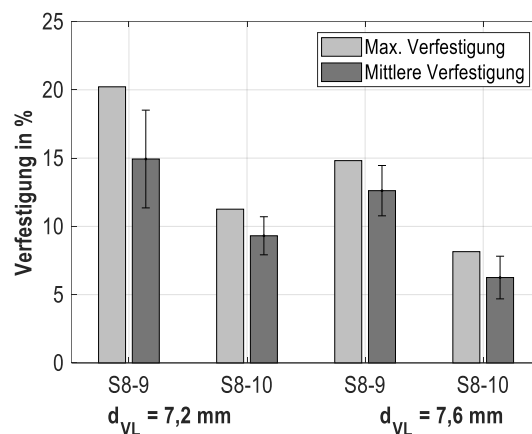


Abbildung 5.51: Maximale und mittlere Verfestigung der Varianten S8-9 und S8-10 für zwei Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ und $7,6$ mm (Grundhärte: $1,35 H_{IT, 0,01/20/30/15}$ GPa)

Es kann für alle Varianten ein gradierter Härteverlauf um den gefurchten Muttergewindegrund mit dem gewählten Prüfmuster von $\pm 90^\circ$ festgestellt werden. Die durchschnittliche Verfestigung ist abhängig von der Größe des Vorlochdurchmessers und korreliert entsprechend mit der Gewindeausformung. Je stärker das Muttermaterial verdrängt wird, desto größer ist der mittels Nano-Indentation erfasste Härteanstieg. Auffällig sind die im Vergleich reduzierten Verfestigungen der Variante S8-10. Unter Berücksichtigung der erforderlichen Einschraubdrehmomente (**Kapitel 5.4.1**) muss für die Verschraubung der metrischen Schraube in das vorgefurchte Gewinde mit kleinerem Vorlochdurchmesser weitere Umformarbeit geleistet werden. Diese ist mit einem hohen Temperatureintrag verbunden, der für einen Abbau des durch Kaltverfestigung erzielten Härteanstiegs als mögliche Ursache gesehen werden kann.

Zusammenfassend ist die Anwendung des Prüfverfahrens der Nano-Indentation für den Nachweis des Härteanstiegs infolge der Umformung möglich, zeigt jedoch abhängig von der Prüfkraft und dem Prüfmuster für den hier untersuchten Mutterwerkstoff EN AW-6082 T6 eine hohe Sensibilität gegenüber intermetallischer Phasen (Ausscheidungen). Das Verfahren stellt eine kostenintensive Prüfung mit hohem Prüfaufwand dar. Zudem kann die Streuung der einzelnen Prüfungen durch die Schliffpräparation und der verwendeten Schleifmedien beeinflusst

werden. Da die hier betrachteten Schiffe alle in gleichem Verfahren angefertigt wurden, kann die Relation der Messreihen zueinander, die unterschiedliche Härteanstiege aufzeigen, ausreichend bewertet werden.

5.4.4 Ausreißversuche

Zur weiteren Charakterisierung des geformten Gewindes werden Ausreiß- bzw. Auszugversuche in Abhängigkeit der Gewindeausformung durchgeführt und die Mindesteinschraubtiefe in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2230 berechnet. Die Einschraubtiefe wird zunächst identisch zu den unter **Kapitel 6.1** folgenden Ermüdungsversuchen mit $t_E = 20$ mm (2xd zzgl. Furchspitze) festgelegt und nachfolgend auf Basis der analytischen Berechnung der erforderlichen effektiven Einschraubtiefe in zwei weiteren Versuchsreihen auf $t_E = 12$ mm und $t_E = 8$ mm reduziert. Der gefurchte Verbund Schraube-Mutternkörper wird mittels Halbschalen in eine Universalprüfzugmaschine eingesetzt und bis zum Versagen beansprucht. Die gemessenen Kraft-Weg-Verläufe unterscheiden sich in Abhängigkeit der Einschraubtiefe und des Vorlochdurchmessers in der Form des Versagens und der Zugfestigkeit, **Abbildung 5.52**.

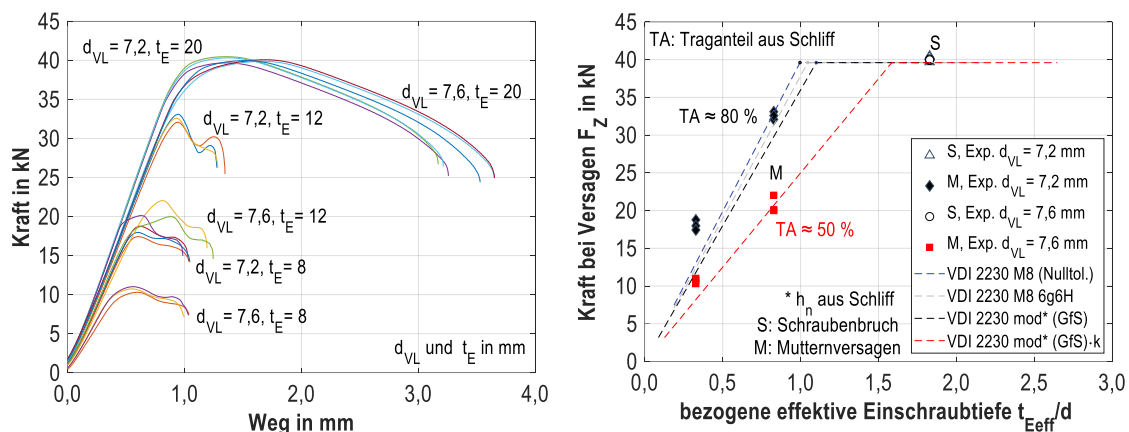


Abbildung 5.52 Auszugversuche mit gefurchtem Gewinde für Variante S8-9 mit verschiedenen Vorlochdurchmessern und Einschraubtiefen (links), Versuchsergebnisse und berechnete effektive Mindesteinschraubtiefe (rechts)

Für die Einschraubtiefe $t_E = 20$ mm führt die ausreichend hohe Festigkeit des Mutterngewindes für beide Vorlochvarianten zum Bruch der Schraube. Die ermittelten Prüfkraft sind vergleichbar mit den ermittelten Bruchlasten im Zugversuch unter **Kapitel 5.1.1**. Das Reduzieren der Einschraubtiefe auf $t_E = 8$ und 12 mm erhöht die Belastung des Mutterngewindes je lastübertragendem Gewingegang, so dass für beide Vorlochdurchmesser ein Abstreifen des Mutterngewindes resultiert. Die stärkere Gewindeausformung bei kleinerem Vorlochdurchmesser und die damit verbundene größere Flankenüberdeckung reduzieren die Beanspruchung des Mutterngewindes, so dass größere Kräfte übertragen werden können. Dem Versagen geht abhängig von der Einschraubtiefe und der Mutterngewindeausformung eine unterschiedliche elastische und plastische Verformung voraus, was anhand des Steigungsunterschieds im elastischen Bereich (größere Nachgiebigkeit für $d_{VL} = 7,6$ mm) und durch die unterschiedliche Bruchdehnung abgeleitet werden kann. Zurückzuführen ist dies auf die unterschiedliche Steifigkeit der Mutterngewindezähne, die sich in ihrer Geometrie entsprechend der Gewindeausformung deutlich unterscheiden.

Die kritische Einschraubtiefe ist erreicht, wenn die Scherfestigkeit des Innengewindes der des freien belasteten Gewindes oder der Schafffestigkeit der Schraube entspricht [6] und somit das Konstruktionsprinzip erfüllt ist. Die Tragfähigkeit hängt von der Scherfläche zwischen Außendurchmesser des Bolzens und dem Mutterngewinde sowie der Scherfestigkeit des Mutterwerkstoffs ab (**Gl. 5.6 ff**). Der bestehende Berechnungsansatz nach VDI 2230

berechnet die Abscherhöhe h_n auf Basis des Gewindespiels (Toleranzlage, z. B. 6g-6H). Da die gewindefurchende Schraube das Mutterngewinde umformend bei der Montage erzeugt, besteht im Idealfall ein spielfreies Gewinde und die Abscherhöhe entspricht der Höhe der Steigung abzüglich der Breite der Gewindeflankenspitze b_{flanke} . Für metrische Gewinde kann die Größe b_{flanke} aus den geometrischen Zusammenhängen nach DIN 13 abgeleitet werden (Gl. 5.9) [42]. Alternativ kann die Abscherhöhe h_n auch direkt aus einem metallografischen Schliff bestimmt werden,

Abbildung 5.53.

Bei der Einschraubverbindung (ESV) ergibt sich die kritische Einschraubtiefe über die Länge der vollständig im Eingriff befindlichen Gewindegänge zuzüglich der unvollständig tragenden Anteile (hier: Furchspitze und Ansenkung). Die Gleichung für die Berechnung der erforderlichen Einschraubtiefe wird dementsprechend um die Länge der Furchspitze (l_{Furch}) angepasst und um die Länge der Kuppe ($0,5 \cdot P$) reduziert (Gl. 5.10).

$$R_S = \frac{T_{BM} \cdot A_{SGM}}{T_{BS} \cdot A_{SGS}} < 1 \rightarrow \text{Mutternabstreifen} \quad \text{Gl. 5.6}$$

$$A_{SGM} = \pi \cdot d \cdot \left(\frac{m_{\text{eff}}}{P} \right) \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \cdot \tan(30^\circ) \right] \quad \text{Gl. 5.7}$$

Anpassung für Schraubenverbindung mit gefurcetem Gewinde

$$A_{SGM} = \pi \cdot d \cdot \left(\frac{m_{\text{eff}}}{P} \right) \cdot h_n \quad \text{Gl. 5.8}$$

$$\text{mit } h_n = P - b_{\text{Flanke}} \text{ für metrisch nach DIN 13 [26] } b_{\text{Flanke}} = 2 \cdot \frac{H}{8} \cdot [\tan \beta + \tan \gamma] \quad \text{Gl. 5.9}$$

b_{Flanke} : Breite der Gewindespitze oder h_n direkt aus Schliffbild bestimmen

$$m_{\text{ges}} = \frac{A_S \cdot R_{mB} \cdot P}{T_{BM} \cdot C_1 \cdot C_3 \cdot d_{\min} \cdot h_n} \cdot k + l_{\text{Furch}} + 1,5 \cdot P \quad \text{Gl. 5.10}$$

k : Berücksichtigung der Gewindeausformung (hier: $k = 1$ für Traganteil $TA \geq 80\%$, $k = 1,44$ für $TA \approx 50\%$)

Mit der modifizierten Berechnung der effektiven Einschraubtiefe (volltragend) kann für gefurchte Gewinde mit hohem Traganteil (gute Gewindeausformung für $d_{VL} = 7,2$ mm) eine konservative Abschätzung erfolgen, **Abbildung 5.52**. Die Reduzierung der Gesamteinschraubtiefe um die Länge der Furchspitze und der Ansenkung beinhaltet für die hier durchgeführten Versuche somit eine ausreichende Sicherheit. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die Abstreiffestigkeit nicht nur von der Abscherhöhe h_n abhängt, sondern die Lastübertragung, die für das gefurchte Gewinde von der Größe des Vorlochs und der daraus resultierenden Gewindeausformung abhängt, bemessen werden muss. Das bestehende Nachweiskonzept berücksichtigt nur die wirkende Querkraft und errechnet für beide Vorlochdurchmesser identische Abscherkräfte, da die Abscherfläche A_{SGM} bzw. die Scherzylinderhöhe h_n gleich ist,

Abbildung 5.53.

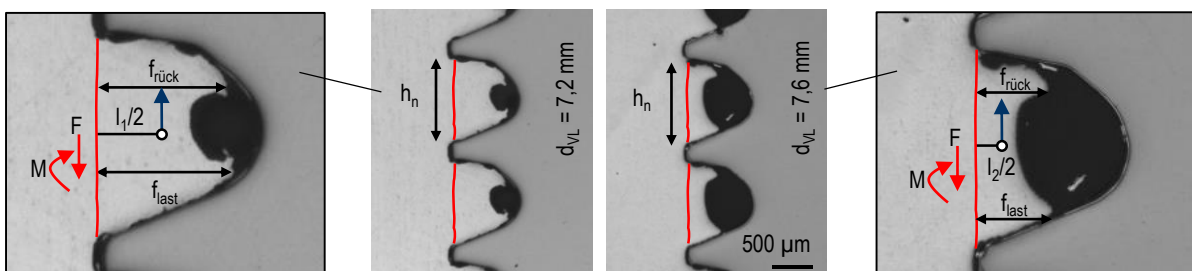


Abbildung 5.53: Darstellung der identischen Scherzylinderhöhe h_n für Mutterngewindeabstreifen für die Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm und $d_{VL} = 7,6$ mm und der resultierenden Beanspruchung in der Scherfläche

Für das ausgeformte Gewinde mit einem geringen Traganteil TA (hier exemplarisch von ca. 50 % für $d_{VL} = 7,6 \text{ mm}$) wird der **Faktor k** für die Berücksichtigung der Gewindeausformung eingeführt. Der Faktor k beschreibt das Verhältnis der Gesamtbeanspruchung von einem ideal ausgeformten Gewinde (TA 100 %) zu einem zu bewertenden Gewinde schlechterer Ausformung. Zusätzlich zur in der Abscherfläche wirkenden Querkraft fließt das Moment, das sich aus dem Hebelarm des ausgeformten Gewindes ergibt, in die Bewertung ein, **Abbildung 5.53**. Die hier durchgeführten Versuche für das große Vorloch lassen sich über die abgeleitete Näherung mittels dem Faktor k gut abschätzen. Für sehr kleine Einschraubtiefen wird die Abweichung zwischen Experiment und Berechnung größer, was durch die größere Beanspruchung der einzelnen Gewindegänge und der damit verbundenen plastischen Verformung begründet werden kann. Die vollständige Berechnung der kritischen Einschraubtiefe und die Herleitung des Korrekturfaktors zur Berücksichtigung der Gewindeausformung befindet sich in **Anhang 10.4.4**.

Erfolgt die Bestimmung der Abscherhöhe h_n rechnerisch (Toleranzlage Null), muss berücksichtigt werden, dass die idealisierte Annahme des spielfreien Gewindes zu einer Überschätzung der Abscherhöhe führt. Für die reale Verschraubung ergibt sich eine Reduzierung der Abscherhöhe aus einer zu großen Gewindegrundausrundung, die aus dem Einschraubvorgang resultiert (Pendelbewegung etc.), siehe **Abbildung 5.53**. Der Vergleich der rechnerisch bestimmten mit der im Schliff abgeleiteten Abscherhöhe zeigt, dass eine Abminderung von ca. 10 % diese Effekte ausreichend berücksichtigt, um weiter eine konservative Abschätzung zu erzielen.

Die gezeigten Ergebnisse und Berechnungen bilden die Grundlage für weiterführende Versuche und numerische Simulationen, um die hier abgeleiteten Zusammenhänge auch für andere gewindefurchende Schrauben zu validieren. Diese könnten zu Korrekturfaktoren führen, die zusätzlich zur unterschiedlichen Flankenüberdeckung auch die bisher nicht berücksichtigte Kaltverfestigung des geformten Gewindes bei der Berechnung der Mindesteinschraubtiefe beinhalten.

5.5 Schlussfolgerung und Fazit

Ausgewählte Gewindegeometrien, Oberflächen und Gleitmittel sowie Einschraubparameter wurden als Einflussfaktoren auf gewindefurchende Schraubenverbindungen systematisch analysiert und durch Einschraub- und Montageversuche sowie anhand der Charakterisierung des Muttergewindes bewertet, **Abbildung 5.54**.

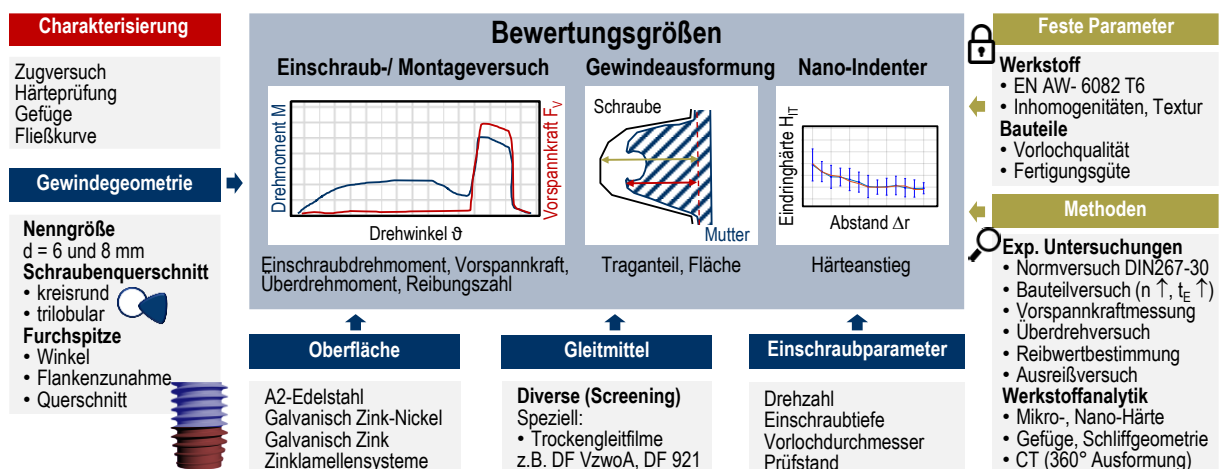


Abbildung 5.54: Übersicht zur Einflussanalyse und Bewertung gewindefurchender Schraubenverbindungen

Das vergleichende Screening gewindefurchender Schraubentypen zeigt eine Abhängigkeit des erforderlichen Einschraubdrehmomentes, der Gewindeausformung und der Mutterngewindeverfestigung zur Gewindegeometrie und zu den unterschiedlichen Beschichtungs- und Gleitmittelsystemen für konstante Einschraubparameter nach DIN 267-30. Das im Normversuch ermittelte maximale **Einschraubdrehmoment** fasst die Einflüsse aus Geometrie und Reibung integral zusammen und liegt für die untersuchten Varianten im Bereich 4,2-6,2 Nm (Ø6) und 7,8-14,7 Nm (Ø8). Die Analyse der Einschraubkurven in Form der Drehmoment-Drehwinkeländerung führt zu einer Einteilung des **Drehmomentverlaufes** in **zwei Bereiche**, die Rückschlüsse auf die **Umformung** durch den Anformbereich und auf die **Reibverhältnisse** im Ausformbereich, bestimmt durch das Oberflächenschutzsystem kombiniert mit aufgetragenem Gleitmittel, zulassen. Trilobulare Querschnitte können aufgrund des kleineren Schraubenquerschnitts tendenziell leichter anformen als kreisrunde Geometrien. Die konische Furchspitze kennzeichnet neben dem Querschnitt der Anstellwinkel und die zunehmende Ausprägung der Gewindeflankenspitzen, die hier im genormten Versuch (DIN 267-30) zu unterschiedlichen Drehmomentanstiegen im Anformbereich der Einschraubkurve von 0,6-1,3 Nm/360 ° (Ø6) und 1,3-3 Nm/360 ° (Ø8) führen.

Die Unterschiede des Drehmomentanstiegs im **flacher verlaufenden reibungsdominierten Bereich** der Einschraubkurven sind weniger deutlich ausgeprägt als beim Umformen. Auf Basis dieser vergleichenden Versuche ist nur eine Bewertung kombinierter konstruktiver Parameter mit der Überlagerung des Einflusses aus dem **Oberflächensystem** möglich. Deshalb wurden Einschraub- und Montageversuche (mit Vorspannung) mit konstanter Gewindegeometrie und verschiedenen Beschichtungsvarianten durchgeführt und zusätzlich die Drehzahl mit $n = 80 \text{ min}^{-1}$ und 200 min^{-1} variiert. Der gewindefurchenden Spitze kann für die Umformung eine übergeordnete Rolle zugewiesen werden, jedoch nimmt die überlagerte Reibung beim Anformen bereits nach dem Ansetzen (1. Umdrehung der Schraube) Einfluss auf den Drehmomentverlauf. Die Kombination des Oberflächensystems (A2, Zinklamelle, galvanisch Zink) mit dem zusätzlich erforderlichen Gleitmittel zeigt Unterschiede der Einschraubdrehmomente und Drehmomentgradienten. Der Einfluss der Oberfläche und des Gleitmittels ist auf den Gewindefurchprozess geringer als auf die Montage, die das Ziel hat, eine hohe Vorspannkraft mit geringem Anziehdrehmoment aufzubauen. Galvanisch beschichtete Schrauben, die das Mutterngewinde tendenziell mit geringeren Einschraubdrehmomenten furchen, können beim Anziehen schlechtere Reibverhältnisse als Kombinationen aus Zinklamellensystemen mit entsprechendem Gleitmittelzusatz haben. Die Unterschiede sind jedoch geringfügig und können im Durchschnitt aufgrund großer Streuungen, die sich aus dem Verschleiß der Oberflächen beim Gewindefurchprozess ergeben, als unerheblich betrachtet werden. Auf Basis ermittelter Gesamtreibungszahlen μ_{tot} und K-Faktoren lässt sich ableiten, dass die **Funktion des Gleitmittels**, insbesondere die noch weiter zu untersuchende Beständigkeit nach dem Gewindefurchprozess, für die resultierende Vorspannkraft eine bedeutende Position einnimmt. Der Einfluss der Drehzahl drückt sich durch eine Änderung der Reibverhältnisse aus, was an abfallenden Drehmomentgradienten mit zunehmender Einschraubtiefe für hohe Drehzahlen beobachtet werden kann. Für die untersuchten Zinklamellensysteme ist dieser Effekt größer ausgeprägt als für die galvanischen Zinkvarianten. So ergeben sich unabhängig vom Gleitmittel geringfügig kleinere Drehmomente für größere Einschraubgeschwindigkeiten im Vergleich zu geringeren Geschwindigkeiten. Der Einfluss der Drehzahl und des Oberflächensystems auf die Gewindeausformung ist unbedeutend und die resultierende Ausformung wird hauptsächlich durch die formgebende Furchspitze bestimmt. Der Geometrievergleich verschiedener Gewindetypen im Normversuch zeigt große

Unterschiede in der **Mutterngewindeausformung**, die durch im Schliff abgeleitete Traganteile im Bereich von 64 bis 86 % bemessen werden können. Die Beurteilung der Gewindeausformung anhand des durchschnittlichen Traganteils (radiale Ausprägung) führt bei Berücksichtigung mehrerer Gewindegänge (hier: 5-7) für die Methoden Schliff und CT zu vergleichbaren Ergebnissen. Die **Auswertung mittels CT** ist jedoch die genauere Methode, da sie die **dreidimensionale Information** der Gewindeausformung beinhaltet, die Rückschlüsse auf den Einschraubvorgang ermöglicht. Zudem ist sichergestellt, dass die Auswertung exakt in der Schnittebene der Mittelachse erfolgt. Die Möglichkeit, die Ausformung für verschiedene Schnittebenen zu bewerten zeigt teilweise große Streuungen des Traganteils auch innerhalb einer Schnittebene. So kann abhängig von der Schnittebene eine Darstellung gegeben sein, die eine gleichmäßige Ausformung aufzeigt, wo hingegen die Ausformung aufgrund einer möglichen Schrägstellung der Schraube in einer anderen Schnittebene über die Einschraubtiefe deutlich variieren kann. Schrägstellungen können über CT-Bilder anhand der ungleichen Ausformung eindeutig zugeordnet werden und zeigen über die Einschraubtiefe und über Unterschiede zwischen der linken und rechten Seite einer Ebene eine große Streuung des Traganteils bei der Betrachtung mehrerer Schnittbilder. Gegenüber dem Traganteil, der ausschließlich die radiale Ausprägung des Mutterngewindes berücksichtigt, stellt die Gewindezahnfläche ein gutes Vergleichsmaß für die Ausformung dar. Für die Gewindeausformung mit konstanter Furchspitzengeometrie und verschiedenen Oberflächensystemen ergeben sich für die betrachteten Zinklamellensysteme und die galvanisch verzinkten Varianten vergleichbare Gewindeausformungen. Für Versuche mit Edelstahlschrauben ist die Gewindeausformung geringfügig schlechter. Auf Basis der Ergebnisse der CT-Untersuchung lässt sich ableiten, dass die Gewindereibung, die einen unmittelbaren Einfluss auf die bestimmten Einschraubdrehmomente und die Montagevorspannkraft gezeigt hat, wenig Auswirkung auf die durchschnittliche Gewindeausformung hat. Die **formgebende Geometrie der Spitze überwiegt die Reibungsverhältnisse**.

Der **Vorlochdurchmesser** ist eine konstruktive Größe, die den Drehmomentverlauf und die resultierende Mutterngewindeausformung signifikant beeinflusst. Je kleiner das gewählte Vorloch ist, desto größer ist die zu leistende Umformarbeit. Für die hier untersuchten Vorlochdurchmesser ($d_{VL} = 7,2$ und $7,6$ mm) ergeben sich extreme Unterschiede in der **resultierenden Flankenüberdeckung** von stark ausgeformten Gewindekrallen bis hin zu nur schwach ausgeformten Mutterngewinden. Die Ausformungsunterschiede drücken sich in Traganteilen von 52 % und 85 % aus. Die resultierende Gewindezahnfläche ist für den kleineren Vorlochdurchmesser annähernd doppelt so groß, was sich in der Steifigkeit und der Verformbarkeit des Mutterngewindes widerspiegelt. Die Bewertung der **Mutterngewindefestigkeit** wurde durch Ausreißversuche bestimmt. Für anwendungstypische Einschraubtiefen ($t_E > 2x d$) hat die Mutterngewindeausformung keinen Einfluss auf die Ausreißkraft. Die Berechnung der Mindesteinschraubtiefe ist durch eine Anpassung der für die metrische geschnittene Gewindepaarung gültigen Vorgehensweise nach VDI 2230 möglich. Für Einschraubverbindungen wird der Anteil m_{zu} der Mindesteinschraubtiefe um die Länge der nicht voll tragenden Furchspitze erhöht und um den Anteil der in der Furchspitze enthaltenen Schraubenkuppe reduziert. Für metrisch geschnittene Verbindungen wird die Flankenüberdeckung durch das Gewindenspiel berücksichtigt, das bei gefurchten Verbindungen nicht vorliegt. Für die spielfrei gefurchte Verbindung ist die Höhe der Abscherfläche unabhängig von der Gewindeausformung, weshalb der alleinige Querkraftnachweis in der Scherfläche nicht ausreichend ist. Die Berücksichtigung der Gewindeausformung gelingt durch die analytische Betrachtung der Gesamtbeanspruchung unter Bestimmung des zusätzlich zur Querkraft wirkenden Moments. Der

eingeführte Faktor k beschreibt das Verhältnis der Gesamtbeanspruchung des ideal ausgeformten Gewindes (Traganteil 100 %) zu der Beanspruchung der jeweils vorliegenden spezifischen Gewindeausformung. Der Faktor berücksichtigt implizit die reduzierte Beanspruchbarkeit durch die schlechte Gewindeausformung und die geänderte Muttergewindesteifigkeit für die Berechnung der erforderlichen Mindesteinschraubtiefe. Für Traganteile $TA > 80 \%$ kann mit $k = 1$ für die hier gezeigten Versuche eine konservative Abschätzung unter Berücksichtigung der eingeführten Modifikation (m_{zu}) erfolgen.

Infolge der Umformung kann für gefurchte **Mutterngewinde** eine **Kaltverfestigung** mithilfe der Nano-Indentationssprüfung nachgewiesen werden, die durch einen **gradienten Härteverlauf** im Gewindegrund mit abnehmender Härte ausgehend vom Randbereich in Richtung des Kerns gekennzeichnet ist. Die Prüfmethode ist für den hier untersuchten Mutterwerkstoff EN AW-6082 T6, insbesondere für kleine Prüflasten (z. B. 10 mN), sensibel gegenüber harten intermetallischen Phasen (z. B. Si-Carbide). Der Härteanstieg variiert abhängig von der formgebenden Furchspitzegeometrie, die einen unterschiedlichen Materialfluss bewirken kann. Je stärker das Muttermaterial verdrängt wird, desto größer ist die Verfestigung in Form des Härteanstiegs. Eine Reparaturverschraubung mit einer ISO-metrischen Schraube ist möglich. In Abhängigkeit des Vorlochdurchmessers und der Gewindegeometrie (vgl. metrisch zu asymmetrischem Flankenwinkel) kann die Montage weitere Umformarbeit erfordern, die mit einem Temperatureintrag und einer möglichen Reduzierung des beim Gewindefurchen erzielten Härteanstiegs verbunden sein kann.

Fazit:

1. Die verfügbaren Verbindungselemente entsprechen ihrer zweckmäßigen Verwendung und sind konform zu den mechanischen Eigenschaften der jeweils anzuwendenden Spezifikationen
2. Die verschiedenen Gewindegeometrien haben einen signifikanten Einfluss auf das Einschraubdrehmoment und die Gewindeausformung
3. Die Reibungsverhältnisse sind der Gewindegeometrie, bezogen auf die Gewindeausformung untergeordnet, bestimmen jedoch die Höhe der Vorspannkraft bei der Montage
4. Der Vorlochdurchmesser hat einen signifikanten Einfluss auf die statische Betriebsfestigkeit in Abhängigkeit der Einschraubtiefe (Kontaktfläche, Muttergewindesteifigkeit)
5. Die Umformung des Muttergewindes führt zu einer Kaltverfestigung
6. Das Furchmoment wird überwiegend durch die Geometrie der Furchspitze bestimmt, die Überlagerung hoher Reibungszahlen wirkt sich jedoch bereits beim Eindringen in das Vorloch aus
7. Die Computertomografie mit nachgeschalteter digitaler Bildverarbeitung liefert einen Informationsgewinn über den Einschraubprozess und die Gewindeausformung
8. Ausreißkräfte und Mindesteinschraubtiefe können in Anlehnung an die Vorgehensweise nach VDI 2230 mit Modifikation für gewindefurchende Schrauben analytisch berechnet werden. Die Gewindeausformung kann durch den eingeführten Faktor k für die Bewertung der erforderlichen Mindesteinschraubtiefe berücksichtigt werden.

6 Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen

Das Ermüdungsverhalten von Schraubenverbindungen mit gefurchem Gewinde wird basierend auf den Erkenntnissen von **Kapitel 5** in Gegenüberstellung zu konventionell geschnittenen Mutterngewinden systematisch untersucht. Abhängig von der Größe des Vorlochdurchmessers wurden teilweise große Flankenüberdeckungen und eine spielfreie Kontaktsituation zwischen Schrauben- und Mutterngewinde festgestellt. Die Standardschraubenverbindung stellt hingegen eine toleranzbehaftete Gewindepaarung dar, die auf dem Prinzip des Kraftschlusses basiert. Die Kontaktsituation, die sich aus der Lasteinleitung unter Vorspannung einstellt, beeinflusst neben den konstruktiven Kerben (Gewinde, Übergang Kopf-Schaft, etc.) die Beanspruchung und die resultierenden Kerbspannungen, die die Ermüdungsbeanspruchbarkeit bestimmen. Deshalb wird nachfolgend der Einfluss der Fertigungsart des Mutterngewindes, die für gefurchte und geschnittene Verbindungen u. a. unterschiedliche Kontaktbedingungen herstellt, auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit einer Schraubenverbindung untersucht. Die ISO-metrische Schraube wird dazu in vorgeschnittenen sowie in vorgefurchten umformend hergestellten Mutterngewinden geprüft (2.1). Ziel ist es, ausgewählte Einflussgrößen auf die Lebensdauer einer Schraube unter zyklischer Last systematisch zu vergleichen. Es werden die Parameter Mutterngewindeart (2.1), Mutterwerkstoff und -höhe (2.2) sowie der Einfluss der Vorspannkraft (2.3) untersucht, **Abbildung 6.1**. Als Verbindungselement wird exemplarisch die metrische Schraube M8x70/30 der Festigkeitsklasse 10.9 mit galvanischer Zinkbeschichtung A2K [87] ausgewählt.

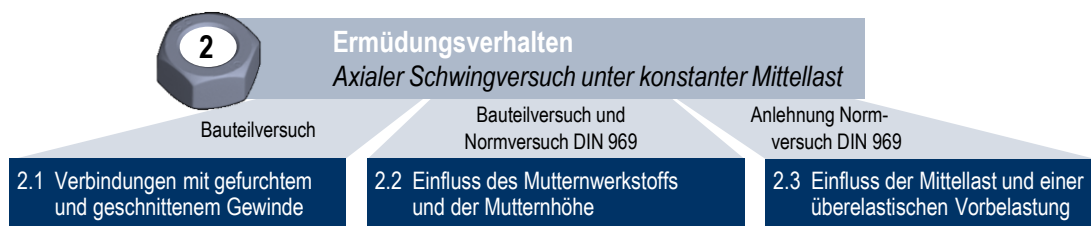


Abbildung 6.1: Bearbeitungskonzept - Ermüdungsverhalten

- Ziele:**
- Bewertung des Einflusses des Mutterngewindes auf die Beanspruchbarkeit der Schraube für gefurchte und geschnittene Gewinde
 - Systematischer Vergleich von Standardmutterhöhen und größeren Einschraubtiefen für Stahl- und Aluminium als Mutterwerkstoff
 - Einfluss auf die Lastverteilung und die Beanspruchbarkeit abhängig von der Höhe der Mittellast und für überelastisch vorbeanspruchte Schraubenverbindungen
- Methoden:** Axialer Dauerschwingversuch nach DIN 969, Lichtmikroskopie, Härteprüfung, Rasterelektronenmikroskopie, Röntgendiffraktometrie, Computertomografie, Bruchflächenanalyse
- Hypothesen:**
1. Das kaltverfestigte gefurchte Gewinde erhöht die Beanspruchbarkeit der Schraube basierend auf besseren Kontaktbedingungen infolge der Flankenüberdeckung
 2. Nachgiebigere Mutterwerkstoffe verbessern die Lastverteilung
 3. Durch größere Einschraubtiefen können höhere Ermüdungslasten übertragen werden
 4. Die Beanspruchbarkeit der Schraube ist mittellastunabhängig (VDI 2230)

6.1 Einfluss der Mutterngewindeart

Für die gewindefurchende Schraube (S8-9) und eine ISO-metrische Schraube gleichen Nenndurchmessers (S8-10) werden vergleichend Ermüdungsversuche an Schraube-Mutternkörperverbindungen durchgeführt. Die Ermüdungsfestigkeit wird nach DIN 969 [5] im axialen Schwingversuch unter konstanter Mittellast an Pulsatoren der Bauart Amsler im Nennkraftbereich 30 bis 150 kN geprüft, **4.4 Hochfrequenzresonanzpulsatoren**. Für den Vergleich der Beanspruchbarkeit der Schraube abhängig von der Herstellungsart des Mutterngewindes werden die vorgefurchten Verbindungen mittels Halbschalen vormontiert in die Verspannglocken eingesetzt, **Abbildung 6.2**.

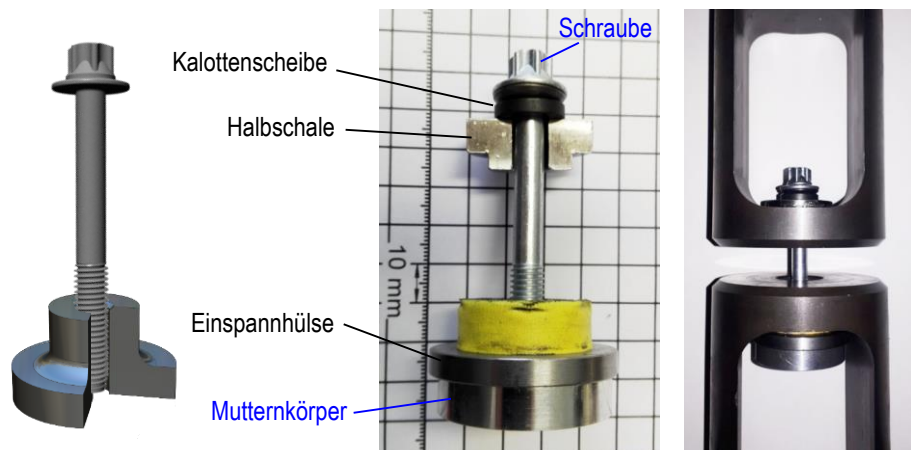


Abbildung 6.2: Schematisches Modell der Verbindung (links), Prüfaufbau vor (Mitte) und nach Einsatz in die Verspannglocken der Prüfmaschine (rechts)

Die Prüfung erfolgt für beide Varianten entsprechend der in **Kapitel 5.4** gezeigten Vorlochdurchmesserkonfigurationen ($d_{VL} = 7,2$ und $7,6$ mm), vgl. **Abbildung 5.45**, die große und kleine Kontaktflächen infolge stark unterschiedlicher Flankenüberdeckung abbilden. Die Belastung der nicht vorgespannten Verbindungen wird direkt durch die Prüfmaschine vorgegeben und während des Versuchs über die Steuerung des Prüfsystems geregelt. Somit kann eine Analyse der Lastübertragung im verspannten System entfallen und ggf. auftretende Setzkraftverluste oder eine mögliche Vorspannkraftrelaxation einer vorgespannten Bauteilverbindung sind ausgeschlossen. Die Mittellast F_m wird rein axial über die Maschine aufgebracht und während des Versuchs konstant auf $F_m = 21,55$ kN ($0,6 \cdot F_{0,2}$) gehalten. Die Prüfmaschine erzeugt mittels eines Elektromagneten im aufsteigenden Ast der Resonanz des Prüfsystems eine sinusförmig verlaufende Lastamplitude F_A mit konstantem Spannungsausschlag, die der geregelten Mittellast überlagert wird. Für den gewählten Prüfaufbau stellt sich eine Prüffrequenz f von ca. 116 Hz ein. Zur Bestimmung der Bauteilwöhlerlinien werden Versuche bis zum Bruch der Schraube gefahren. Die Grenzwahrscheinlichkeit wird auf $N_G = 5 \cdot 10^6$ Schwingspiele festgelegt.

Für die anwendungsorientiert gewählte Einschraubtiefe von $t_E = 2,5x_d$ ergeben sich unabhängig von der Flankenüberdeckung, die abhängig von der Größe des Vorlochdurchmessers ist, höhere ertragbare Kraftamplituden im Ermüdungsversuch für die gewindefurchende Schraube S8-9 im Vergleich zur ISO-metrischen Schraube S8-10, **Abbildung 6.3** ($d_{VL} = 7,2$ mm) und **Abbildung 6.4** ($d_{VL} = 7,6$ mm).

Die ISO-metrische Schraube wird neben der Verschraubung in vorgefurchte Gewinde in Mutternkörper gleicher Geometrie mit vorgeschnittenem Gewinde geprüft. Die Fertigungsart des Mutterngewindes zeigt einen Einfluss auf

die Beanspruchbarkeit der Schraube. Die unter Ermüdungsbelastung dauerhaft ertragbare Beanspruchung der ISO-metrischen Schraube (S8-10) ist größer für die Verschraubung in einem gefurchten Mutterngewinde.

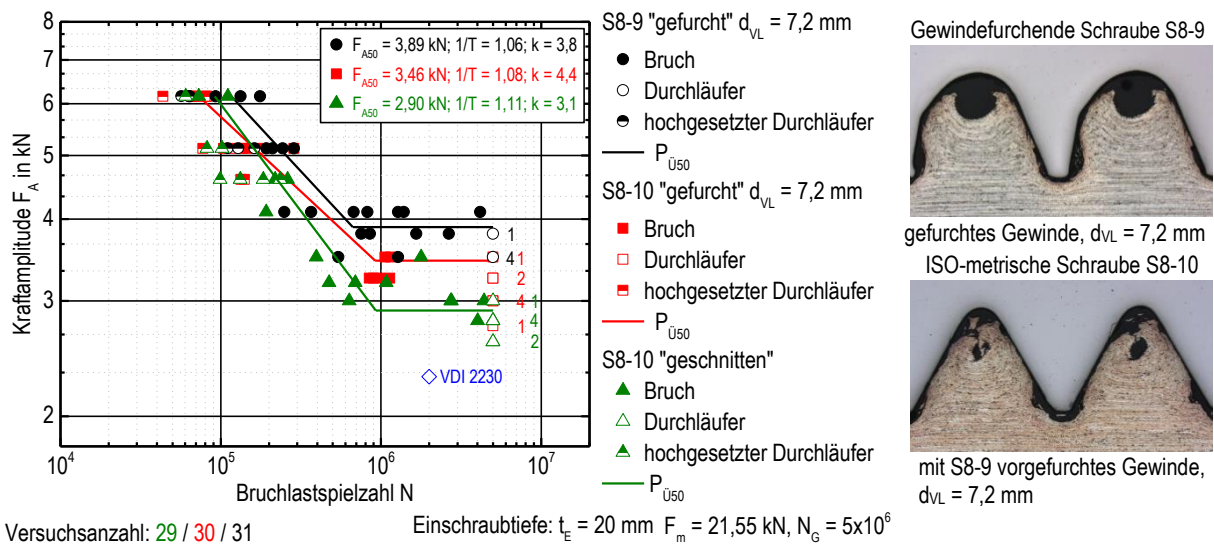


Abbildung 6.3: Bauteilwöhlerlinien ermittelt im axialen Schwingversuch für die gewindefurchende Schraube S8-9 und die ISO-metrische Schraube S8-10 in gefurchtem und geschnittenem Mutterngewinde. Für gefurchte Gewinde: Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm. nach [88, 89]

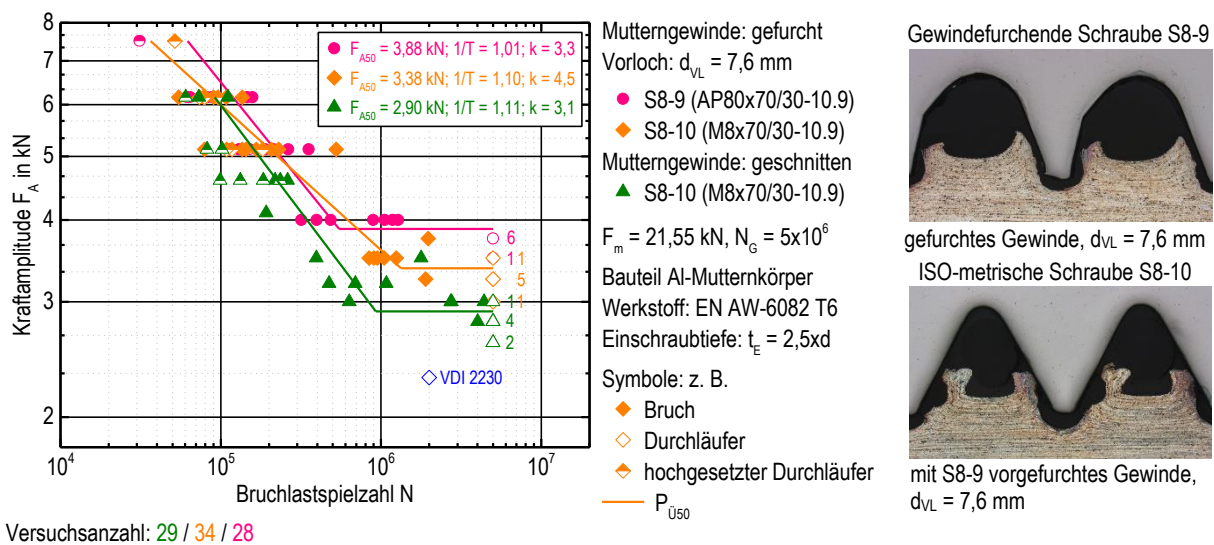


Abbildung 6.4: Bauteilwöhlerlinien ermittelt im axialen Schwingversuch für die gewindefurchende Schraube S8-9 und die ISO-metrische Schraube S8-10 in gefurchtem und geschnittenem Mutterngewinde. Für gefurchte Gewinde: Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,6$ mm. nach [88, 89]

Das gefurchte Mutterngewinde unterscheidet sich von dem vorgeschrittenen durch eine größere Kontaktfläche, eine glattere Oberfläche und eine größere Flankenüberdeckung, die zu einer homogenen Lasteinleitung und einer verbesserten Lastverteilung führen. Indem die zu übertragende Kraft pro tragendem Gewindegang dadurch reduziert wird, reduziert sich die anrissbestimmende lokale Kerbspannung und der hochbeanspruchte Bereich im Gewindegrund wird kleiner. Zusätzlich erfolgt eine elastische Aufweitung des Mutternkörpers, die zu einer radialen Verklemmung der Schraube führt, sodass ein radial verspanntes System gegenüber der toleranzbehafteten Gewindepaarung mit geschnittenem Mutterngewinde entsteht. Die furchbedingte plastische Verformung des Mutterwerkstoffs hat eine Kaltverfestigung des Mutterngewindes zur Folge (**Kapitel 5.4.3**). [88, 89]

Bedingt durch die große Einschraubtiefe, ist die Festigkeit des Mutterngewindes ausreichend groß, dass für alle

Versuche das Ermüdungsversagen in der Schraube eintritt. Somit hat die teilweise signifikant schlechtere Ausformung des gefurchten Mutterngewindes mit großem Vorlochdurchmesser ($d_{VL} = 7,6 \text{ mm}$) keinen negativen Einfluss auf die Beanspruchbarkeit der Schraube. Die makroskopische Darstellung der Gewindeausformung über die Einschraubtiefe zeigt, dass das gefurchte Gewinde, insbesondere bei schlechter Gewindeausformung, keinen Formschluss über die gesamte Einschraubtiefe herstellt, **Abbildung 6.5**.

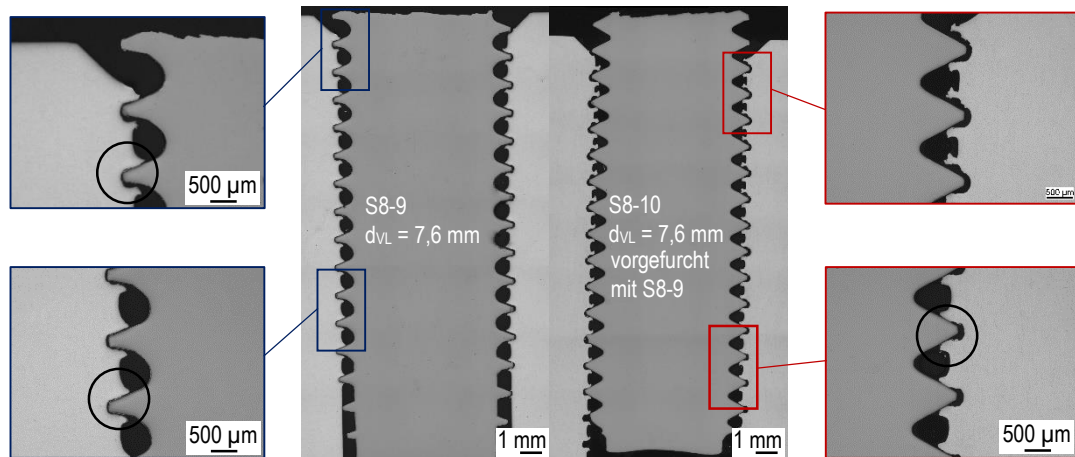


Abbildung 6.5: Schlifffdarstellung des Gewindespiels infolge der taumelnden Bewegung beim Einschrauben der nicht vorgespannten Verbindung für S8-9 und S8-10 in vorgefurchtem Gewinde

Ein möglicher Versatz von Schrauben- und Bohrungsachse kann bei der Montage zur Taumelbewegung der Schraube führen. Das Taumeln nimmt durch die Stabilisierung der Schraube mit zunehmender Einschraubtiefe ab, sodass unmittelbar eine bessere Kontaktsituation zwischen Schraube und Mutterngewinde gegeben ist. Wird über die Prüfmaschine die Mittellast aufgebracht, erfolgt die Lastübertragung zunächst über das Schrauben- und Mutterngewinde im unteren Einschraubbereich. Mit steigender Last und somit steigender elastischer Verformung des Mutterngewindes in diesem Bereich tritt auch der obere Gewindebereich vollständig in Kontakt. Der erste Gewindengang bleibt daher am stärksten belastet und es resultiert kein Einfluss auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit. Die experimentell ermittelten Ermüdungsfestigkeiten zeigen für die geprüfte große Einschraubtiefe keine Beeinflussung aus der Flankenüberdeckung in Abhängigkeit zum Vorlochdurchmesser. Ein Unterschied ergibt sich für die gewindefurchende Schraube (S8-9) jedoch in Form der Versagensorte. Infolge der größeren Flankenüberdeckung und Kontaktflächen für den Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2 \text{ mm}$ resultiert eine geänderte Lastübertragung, die zu einer Reduzierung der Beanspruchung des Gewindes führt. Der Versagensort kann sich weg vom ersten lastübertragenden Gewindengang hin zu Orten ähnlicher Kerbwirkung, wie dem Kopf-Schaft-Übergang oder dem Gewindeauslauf verschieben. Das Ermüdungsversagen erfolgt am Ort der größten Spannungskonzentration (Kerbwirkung) [4]. In [1] werden die unterschiedlichen Versagensorte ausführlich diskutiert und bewertet. Da die erreichten Bruchlastspielzahlen in einem Streuband mit dem Versagen im ersten tragenden Gewindengang liegen, kann für die Auswertung eine Verteilung angenommen werden. Für kleine Einschraubtiefen im Bereich $0,5x_d \leq t_E \leq 1,5x_d$ kann das Mutterngewinde versagenskritisch werden. In [1] wird unter Berücksichtigung des Gewindeeingriffs mit und ohne Furchspitze in Abhängigkeit der Einschraubtiefe das Mutternkörperversagen bewertet. Das Versagen erfolgt für sehr kleine Einschraubtiefen in Form eines ermüdenden Abscherens oder für Einschraubtiefen im Bereich $t_E = 1-1,5x_d$ durch Ermüdungsrisse, die im Mutterngewinde initiiert werden und bei Rissfortschritt in den Mutternkörper hineinwachsen und zum Bruch führen, siehe **Anhang 10.5.2**.

Die größere Ermüdungsbeanspruchbarkeit der gewindefurchenden Schraube (S8-9) gegenüber der ISO-metrischen Schraube (S8-10) ist auf die günstigere Kerbgeometrie des Gewindes zurückzuführen. Die Gewindegeometrien werden mittels CT-Schnittbildern gegenübergestellt. Anhand von Einfachkerbproben eines vollständigen Gewindegangs wird ein axialsymmetrisches Modell aus den abgeleiteten Geometrien für eine linear-elastische FE-Simulation erstellt. Die berechnete Kerbformzahl $K_{t\text{ S8-9}} = 3,1$ bestätigt die günstigere Kerbgeometrie gegenüber der ISO-metrischen Schraube mit $K_{t\text{ S8-10}} = 4,5$, **Abbildung 6.6**.

Eine Konvergenzstudie zu den berechneten Kerbformzahlen ist in **Anhang 10.5.2** dargestellt.

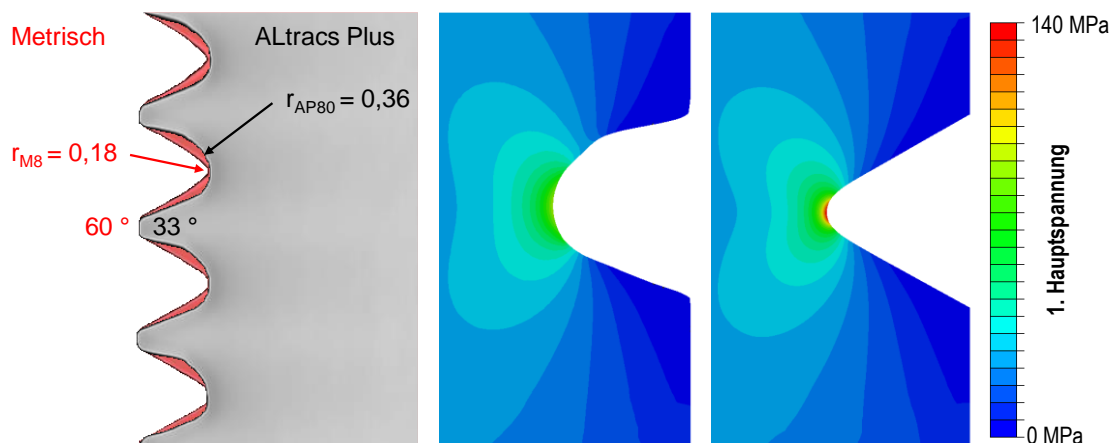


Abbildung 6.6: CT-Geometrievergleich (links), FE-Simulation der Kerbbeanspruchung zur Formzahlberechnung für Variante S8-9 (mitte) und S8-10 (rechts)

Für die Prüfung in gefurchten Gewinden ergibt sich neben der erhöhten Ermüdungsfestigkeit eine Verschiebung zu höheren Bruchlastspielzahlen im Zeitfestigkeitsbereich. Die Wöhlerlinien verlaufen flacher im Vergleich zu dem nach VDI 2230 angenommenen Neigungsexponenten von $k = 3$ für schlussvergütete Schrauben. Die nach VDI 2230 anhand des Nenndurchmessers abschätzbare dauerhaft ertragbare Amplitude der Schraube M8 (S8-10) ist nach **Gl. 2.3** (mit $A_S = 36,6 \text{ mm}$) mit $F_{ASV50} = 2,3 \text{ kN}$ deutlich kleiner als die experimentell bestimmte Ermüdungsfestigkeit von $F_{A50\text{ S8-10, geschnitten}} = 2,9 \text{ kN}$ bei $F_m = 0,6 \cdot F_{0,2}$. Für die Prüfung der Schrauben S8-9 und S8-10 im gefurchten Mutterngewinde bei gleicher Mittellast ergeben sich höhere Beanspruchbarkeiten im Bereich $F_{A50} = 3,2$ bis $3,9 \text{ kN}$. Die Ergebnisse sind zusätzlich für eine niedrige Vorspannung bei $F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$ exemplarisch bestätigt. Die ertragbare Amplitude zeigt eine Abhängigkeit zur Mittellast, die sich in Form einer größeren Ermüdungsfestigkeit mit abnehmender Mittellast darstellt, siehe **Anhang 10.5.2**. Bei der Abschätzung nach der VDI-Richtlinie 2230 werden die Faktoren Mittellast, Mutterwerkstoff, Einschraubtiefe und das Herstellungsverfahren des Mutterngewindes nicht berücksichtigt. Nachfolgend werden die genannten Einflussfaktoren auf die Beanspruchbarkeit der Schraube systematisch untersucht.

6.2 Einfluss des Mutterwerkstoffs und der Mutternhöhe

Der Einfluss des Mutterwerkstoffs und der Mutternhöhe auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit der Schraube wird mit verschiedenen Mutternkörpern mit geschnittenem Gewinde untersucht. Ziel ist, mithilfe verschiedener Einschraubtiefen und den beiden Mutterwerkstoffen Stahl und Aluminium unterschiedliche Lastverteilungen zu realisieren und die Beanspruchbarkeit der Schraube im Zeit- und Dauerfestigkeitsbereich experimentell zu bestimmen. Die unterschiedlichen Einschraubtiefen bilden Standardsechskantmuttern (ISO 4032 Typ 1, $m \approx 0,8x_d$), hohe

Sechskantmuttern (ISO 4033 Typ 2, $m \approx 1,0xd$) und Mutternkörper mit $t_E = 2,5xd$ ab, siehe **4.1 Probekörper, Tabelle 4.1**. Die Nachgiebigkeit des Mutternkörpers hängt neben dem Elastizitätsmodul und der aus der Geometrie resultierenden Steifigkeit von der Fließgrenze ab. Deshalb erfolgt der Vergleich der verschiedenen Mutternkörper aus Stahl und Aluminium in dem Vorspannkraftbereich der Schraube von $0,2 \cdot F_{0,2} \leq F_m \leq 0,8 \cdot F_{0,2}$. Der nachfolgend dargestellte Vergleich ist zunächst exemplarisch für die Mittellast $F_m = 7,38 \text{ kN}$ ausgewählt, die eine geringe Ausnutzung der Streckgrenze von ca. 20 % abbildet, **Abbildung 6.7**. Im Übergangsgebiet wird die Beanspruchbarkeit über das Treppenstufenverfahren (Grenzschwingspielzahl $N_G = 5 \cdot 10^6$) und im Zeitfestigkeitsbereich mittels Horizontenverfahren (auf mindestens zwei Laststufen) unter konstanter Mittellast bestimmt. Die ermittelten Bruchwöhlerlinien und Ermüdungsfestigkeitswerte F_{A50} basieren auf der Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{U}} = 50 \%$. Im Übergangsgebiet werden im Durchschnitt ca. 15 Proben pro Variante geprüft. Daraus resultiert eine ausreichende statistische Sicherheit für die Bestimmung des F_{A50} -Werts über das Treppenstufenverfahren [5].

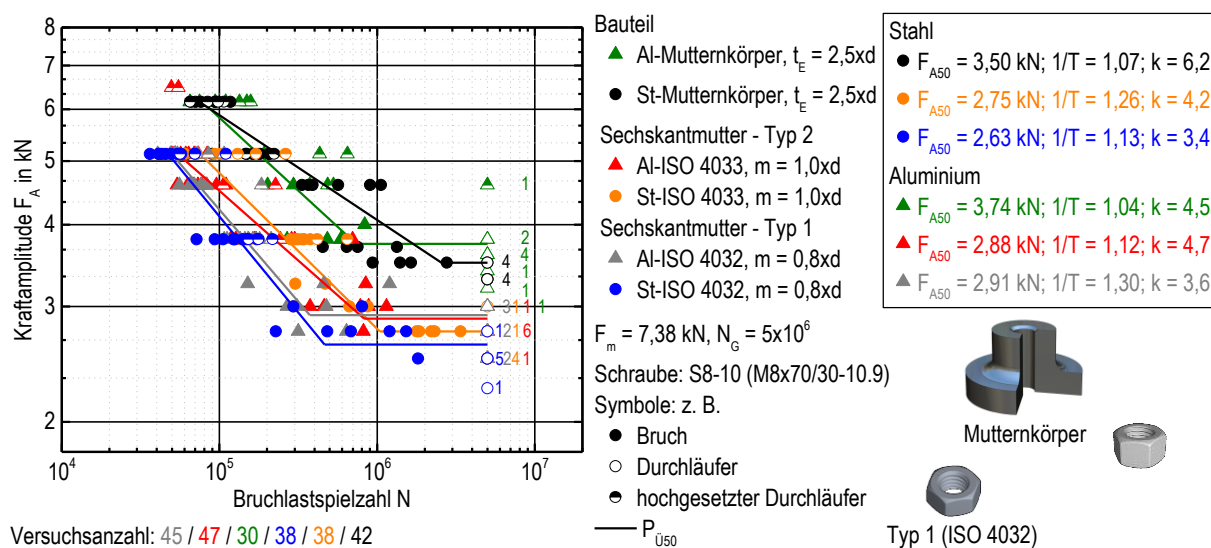


Abbildung 6.7: Ermüdungsversuche mit geschnittenem Gewinde in Mutternkörpern ($t_E = 2,5xd$) und Sechskantmuttern mit den Mutternhöhen $m = 0,8xd$ (Typ 1) und $m = 1,0xd$ (Typ 2) aus Stahl und Aluminium

Für die geprüften Sechskantmuttern können im Übergangsgebiet keine großen Differenzen der abgeleiteten ertragbaren Amplituden F_{A50} für Stahl und Aluminium beobachtet werden. Für die Aluminiummuttern liegen die ermittelten Prüfergebnisse geringfügig oberhalb der Ergebnisse von Prüfungen mit Stahlmuttern, was auf eine homogenere Lastverteilung infolge der größeren Nachgiebigkeit zurückgeführt werden kann. Die beiden geprüften Mutterntypen unterscheiden sich in der Mutternhöhe (Einschraubtiefe) nur gering. Sowohl die Aluminiummuttern (Typ 1: $F_{A50} = 2,91 \text{ kN}$, Typ 2: $F_{A50} = 2,88 \text{ kN}$) als auch die Stahlmuttern (Typ 1: $F_{A50} = 2,63 \text{ kN}$, Typ 2: $F_{A50} = 2,75 \text{ kN}$) zeigen daher keine ausgeprägte Abhängigkeit von der Mutternhöhe hinsichtlich der ertragbaren Belastungen der Schraube im Übergangsgebiet für die hier geprüfte Mittellast. [41, 42]

Die Versuchsergebnisse mit großer Einschraubtiefe ($t_E = 2,5xd$) führen zu deutlich größeren Beanspruchbarkeiten der Schraube ($F_{A50} = 3,51 \text{ kN}$ für Stahl bzw. $3,74 \text{ kN}$ für Aluminium). Folgende Annahmen müssen diskutiert werden: Durch die größere Anzahl der Gewindegänge zur Lastübertragung mit 16 (t_E/P) gegenüber 4-6 (m/P), kann die lokale Beanspruchung, insbesondere im ersten tragenden Gewindegang der Schraube reduziert werden. Infolge der höheren Nachgiebigkeit des Mutternkörpers aus Aluminium gegenüber der Variante aus Stahl, ist dieser

positive Effekt (verbesserte Lastverteilung) für die Ermüdungsfestigkeit noch größer. Neben der größeren Einschraubtiefe muss berücksichtigt werden, dass das Mutternteil gegenüber den Sechskantmuttern durch Form und Größe des Querschnitts eine andere geometrische Steifigkeit aufweist. Zudem liegt ein geänderter Kraftfluss durch das andere Auflager des Mutterkörpers vor, als für die stirnseitige Kraftübertragung zwischen Sechskantmutter und Prüflocke. Zur weiteren Interpretation wird in **Kapitel 7.1** die sich einstellende Lastverteilung in Form der lokalen Beanspruchung für unterschiedliche Konfigurationen und Randbedingungen berechnet.

Im Gegensatz zu den Ergebnissen im Übergangsgebiet, die für den Vergleich der Sechskantmuttern in einem Streubereich von F_{A50min} zu F_{A50max} von 10 % liegen, zeigt sich im Zeitfestigkeitsbereich für die geringe Mittellast ($F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$) eine Abhängigkeit zur Mutternhöhe. Für den höheren Muttertyp ergibt sich eine Verschiebung der Wöhlerlinien zu höheren Bruchlastspielzahlen für beide Mutterwerkstoffe. Die berechneten Neigungsexponenten k sind für den höheren Muttertyp tendenziell größer, wodurch die Wöhlerlinien flacher verlaufen. Im Vergleich der geprüften Mutternhöhen öffnen sich die Wöhlerlinien, weg von hohen Lastamplituden hin zum Übergangsgebiet [41]. Die Auswertung im Zeitfestigkeitsbereich über das Horizontenverfahren erfolgt unter konservativer Berücksichtigung der zusätzlich geprüften, hochgesetzten Durchläufer. Liegen diese Versuchspunkte bei größeren Bruchlastspielzahlen, die zu einer Verschiebung der Wöhlerlinie nach rechts führen, werden diese Punkte für die Auswertung ausgenommen. Die gleiche Vorgehensweise wird für hochgesetzte Proben angewendet, die zuvor bis zur Grenzschwingenspielzahl durchgelaufen sind, jedoch ggf. aufgrund einer möglichen Vorschädigung bei anschließend geprüfter höherer Laststufe einen Frühausfall darstellen.

Für den Zeitfestigkeitsbereich besteht trotz der großen Anzahl an Einzelversuchen pro Lasthorizont (mind. 4-8) eine Sensibilität für geringe Unterschiede der konstant gewählten Parameter (z. B. Klemmlänge, Fertigungsschwankungen der Mutternhöhe etc.) bezüglich der erreichbaren Lastspielzahl. Die Ergebnisse im Zeitfestigkeitsbereich gelten somit als Orientierung, da ggf. auf Basis einzelner Versuchspunkte eine Verschiebung der Zeitfestigkeitsgeraden vorliegen kann, die abhängig von der Auswertung Fehlinterpretationen der Ergebnisse ermöglicht.

In der Anwendung werden in der Regel möglichst große Vorspannkkräfte angestrebt, um die Betriebssicherheit in Form der ausreichenden Mindestklemmkraft zu gewährleisten und um der Gefahr eines selbsttätigen Losdrehens entgegenzuwirken. Auszugsweise sind weitere Ergebnisse am Beispiel der Mittellast $F_m = 29,52 \text{ kN}$, die ca. 80 % Ausnutzung der Streckgrenze entspricht, dargestellt, **Abbildung 6.8**. Die Varianten mit Aluminium-Sechskantmuttern (Typ1 und Typ 2) können diese Mittellast nicht übertragen und versagen quasi-statisch durch Muttergewindeabstreifen beim Aufbringen der Vorspannung. Der hohe Stahlmuttertyp wird nicht geprüft, da der Unterschied der effektiven Einschraubtiefe gegenüber der Standardmutter und der zu erwartenden Ermüdungsfestigkeit, basierend auf den Versuchsergebnissen bei niedrigen Vorspannkkräften, sehr gering ist. Die bei niedriger Mittellast gewonnenen Erkenntnisse können bei höherer Ausnutzung der Streckgrenze bestätigt werden. Je größer die gewählte Einschraubtiefe, desto höher ist die Ermüdungsfestigkeit der Schraube. Der Vorteil der größeren Nachgiebigkeit des Aluminiums und der damit verbundenen Reduzierung der örtlichen Beanspruchung des ersten tragenden Gewindegangs (Lastverteilung) ist auch bei hoher Ausnutzung der Streckgrenze in Form der Mittellast durch Versuche mit Mutterkörpern bestätigt. Für den Standardmuttertyp ergibt sich mit $F_{A50} = 2,2 \text{ kN}$ eine geringere

dauerhaft ertragbare Kraftamplitude als über die Abschätzung nach VDI 2230 ($F_{A50} = 2,3 \text{ kN}$), die insbesondere auf Spätausfälle mit $N > 2 \times 10^6$ zurückzuführen sind ($N_{G, \text{VDI 2230}} = 2 \times 10^6$).

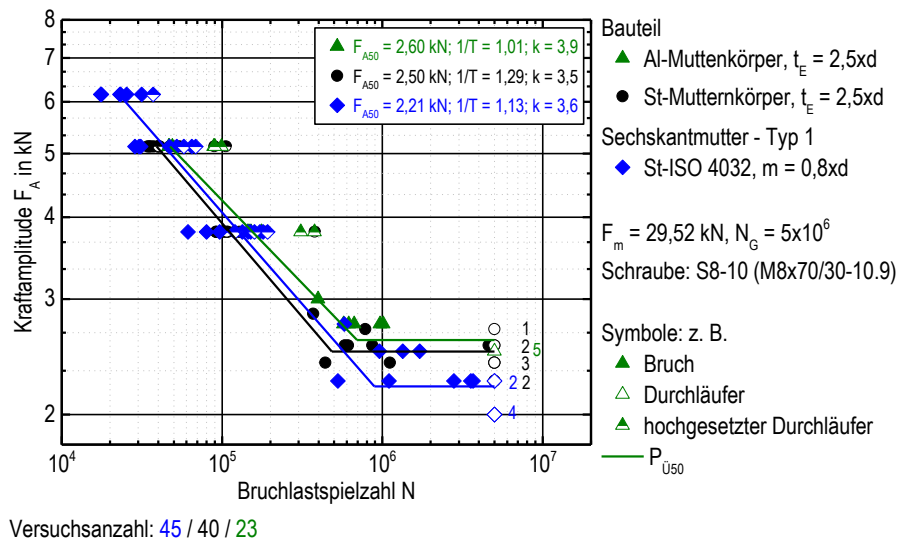


Abbildung 6.8: Ermüdungsversuche mit geschnittenem Mutterngewinde mit $t_E = 2,5x_d$ für Stahl und Aluminium und in der Sechskantmutter mit $m = 0,8x_d$ (Typ 1) aus Stahl. Mittellast: $F_m = 29,52 \text{ kN}$ ($0,8 \cdot F_{0,2}$)

Im Zeitfestigkeitsbereich sind die Unterschiede geringfügig und liegen für die Versuche mit Mutternkörper und Sechskantmutter (Typ 1) aus Stahl in vergleichbarer Größenordnung. Die Versuchsanzahl der Al-Mutternkörper ist geringer und bedarf zur weiteren statistischen Absicherung ergänzender Versuche.

Die Ergebnisse der dazwischenliegenden Mittellasten von $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$ und $0,6 \cdot F_{0,2}$ bestätigen die Erkenntnisse für die Abhängigkeit zur Einschraubtiefe und zum Mutterwerkstoff, siehe **Anhang 10.5.3**.

Im Vergleich der unterschiedlichen Mittellasten fällt auf, dass die ertragbaren Amplituden mit größerer Vorspannung geringfügig kleiner werden. Um den Einfluss der Vorspannung auf die beschriebenen Veränderungen der Ermüdungsbeanspruchbarkeit der Schraube abhängig von der Mutterngewindeart, des Mutterwerkstoffs oder der Einschraubtiefe zu verifizieren, werden die durchgeführten Versuche systematisch gegenübergestellt.

6.3 Einfluss der Vorspannung

Für die bisher gezeigten Varianten wurde auch der Einfluss der Vorspannkraft in Form der über die Prüfmaschine geregelten Mittellast untersucht. Insgesamt wurden 42 Wöhlerlinien experimentell bestimmt. Es wurden Prüfungen mit Mittellasten im Bereich von 20 - 80 % Ausnutzung der Streckgrenze durchgeführt. Für die weitere Analyse und Diskussion der Mittellastempfindlichkeit der Ermüdungsbeanspruchbarkeit wird unter Berücksichtigung der Ergebnisse der **Kapitel 6.1** und **6.2** in Ergänzung der Einfluss einer **überelastischen Vorbelastung** untersucht. Gegenüber SCHNEIDER [49], der bereits ähnliche Versuche an unbeschichteten MoS_2 -geschmierten Gewinden durchführte, werden galvanisch verzinkte M8-Schrauben mit Gleitmittelbeschichtung untersucht. Dies entspricht der aktuellen industriellen Praxis vieler Anwendungen.

Die ausgewählte Beispielverbindung besteht weiter aus der Kombination der ISO-metrischen Schraube M8x70/30-10.9 (S8-10), gepaart mit der Standardsechskantmutter aus Stahl (ISO 4032 - Typ 1). Die Schraube-Mutterverbindung wird zunächst rein axial überelastisch vorbelastet und anschließend über die Prüfsystemsteuerung axial auf die zu prüfende Mittellast entlastet. Die Vorbelastung erfolgt auf $F_{m0} = 38 \text{ kN}$ und basiert auf der unter **Kapitel 5.1.1**

abgeleiteten 0,0048 d - Dehngrenze ($F_{pf} = 36,2 \text{ kN}$ mit $F_{m, \max} = 40,2 \text{ kN}$). **Abbildung 6.9** zeigt das Ergebnis für die geprüfte Mittellast von 40 % Ausnutzung der Streckgrenze ($F_m = 0,4 \cdot F_{0,2} = 14,76 \text{ kN}$) mit und ohne überelastischer Vorbelastung.

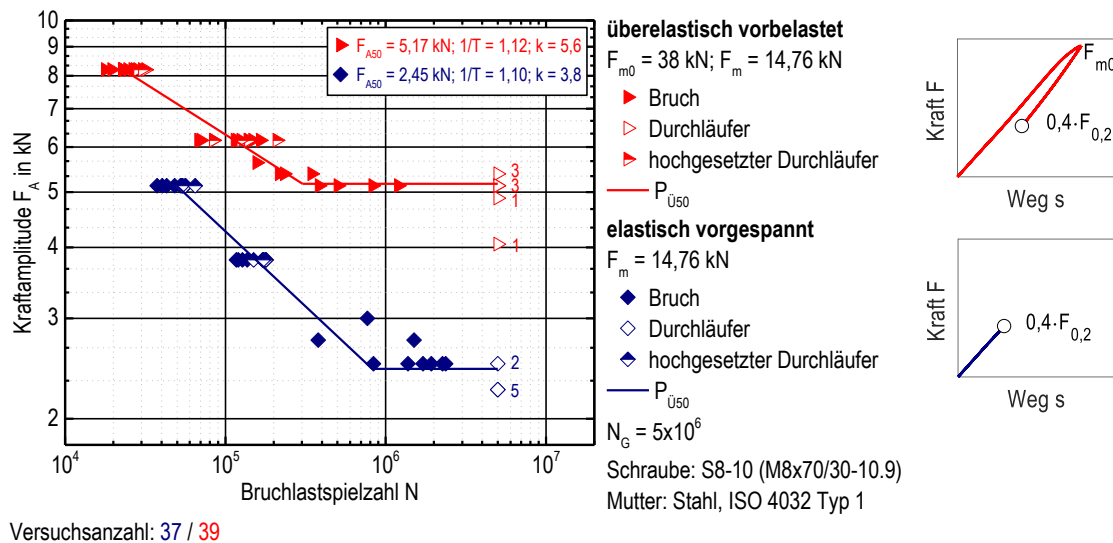


Abbildung 6.9: Einfluss einer überelastischen Vorbelastung (rot ▶) auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit der Schraube im Vergleich zur elastisch vorgespannten Verschraubung (blau ◆)

Die Beanspruchbarkeit der überelastisch vorbelasteten Verbindung ist im Zeitfestigkeitsgebiet und im Übergangsbereich höher als die der rein elastisch vorgespannten Verbindung. Für das gezeigte Beispiel ist die dauerhaft ertragbare Lastamplitude als ermittelter Ermüdungsfestigkeitswert F_{A50} um über 100 % verbessert. Die Steigerung der Lebensdauer und der Beanspruchbarkeit sind in gleicher Größenordnung wie die Versuche, die in [48, 58] durchgeführt wurden. Im Zeitfestigkeitsbereich erfolgt eine Verschiebung zu größeren Lastspielzahlen. Am Beispiel des geprüften Lasthorizonts $F_A = 5,13 \text{ kN}$ sind die signifikanten Unterschiede gut zu sehen. Die ausschließlich elastisch vorgespannte Verbindung versagt für diese Belastung im Bereich $3 \cdot 10^4 < N < 7 \cdot 10^4$ durch Schraubenbruch. Für die überelastisch vorbelastete Variante werden sowohl Brüche im Übergangsbereich als auch Durchläufer generiert.

Als Ursache für diese deutliche Verbesserung müssen die folgenden Annahmen diskutiert werden:

Beim überelastischen Vorbelasten ($F_{m0} = 38 \text{ kN}$) wird der **Kontakt** zwischen Schrauben- und Muttergewinde durch Einebnen der Oberflächen verbessert, was zu einer **homogeneren Lasteinleitung** bei der folgenden zyklischen Belastung führt. Aufgrund der lokalen plastischen Verformungen im Bereich der lastübertragenden Gewindeflanken und dem Gewindegrund entstehen hier bei Entlastung **Druckeigenspannungen** infolge Rückfederung der lediglich elastisch verformten Bereiche. Des Weiteren wird die Versetzungsdichte in den plastisch verformten Bereichen erhöht und somit der Widerstand gegen weitere plastische Verformung erhöht (**Versetzungsverfestigung**) [41, 42]. Das Aufweiten der Mutter im auflageflächennahen Bereich führt zudem zu einer Verbesserung der **Lastverteilung**.

Um die Annahme und Auswirkung lastinduzierter Druckeigenspannungen auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit zu bewerten, wird die Mittellastempfindlichkeit untersucht. Dazu werden vier Versuchsreihen durchgeführt, die nach gleicher Vorbelastung auf $F_{m0} = 38 \text{ kN}$, auf verschiedene Mittellasten F_m entlastet werden, die die Ausnutzung der

Streckgrenze von 20-80 % abbilden. Die abgeleiteten F_{A50} -Kennwerte der geprüften Lasthorizonte und die Bruchwöhlerlinien ($P_{\bar{U}} = 50\%$) zeigen eine starke Mittellastabhängigkeit, **Abbildung 6.10**. Je größer die Entlastung aus dem plastischen Bereich der Vorbelastung ist, desto größer ist die Beanspruchbarkeit der Schraube. Für den Vergleich von 20 % zu 80 % Ausnutzung der Streckgrenze als geprüfte Mittellast, fällt die dauerhaft ertragbare Kraftamplitude von $F_{A50} = 5,37\text{ kN}$ ab auf $F_{A50} = 3,30\text{ kN}$.

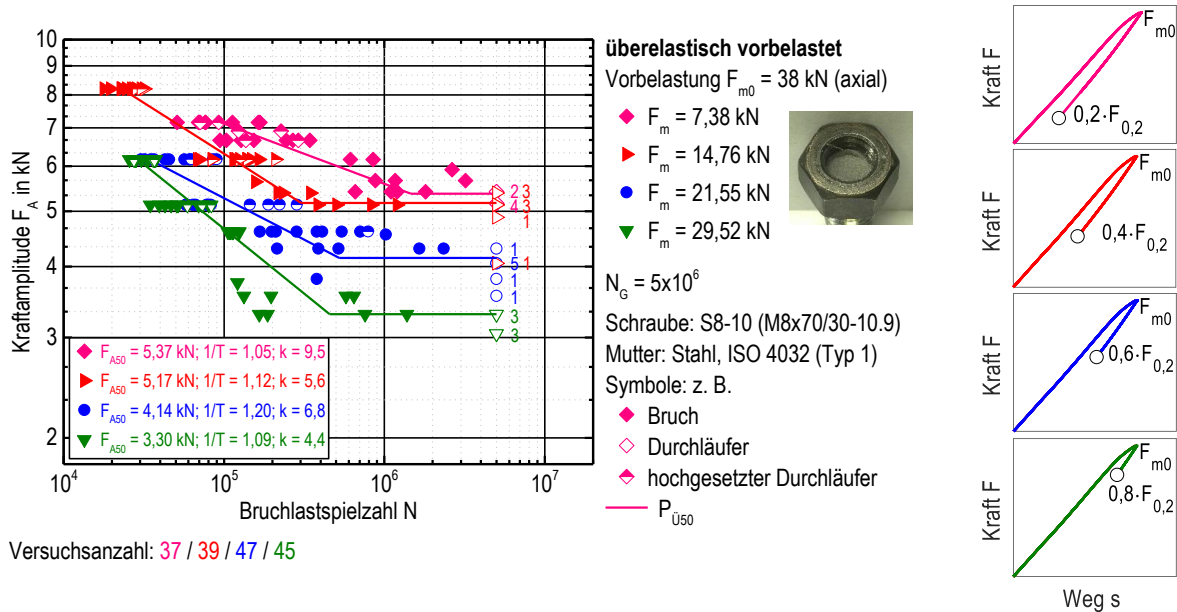


Abbildung 6.10 Ergebnisse der Ermüdungsversuche mit überelastischer Vorbelastung für verschiedene Mittellasten

Die Neigung im Zeitfestigkeitsbereich unterscheidet sich ebenfalls in Abhängigkeit der geprüften Mittellast. Je geringer die Vorspannung in Form der Mittellast ist (große Entlastung nach Vorbelastung), desto geringer ist tendenziell die Steigung. Für die kleinste geprüfte Mittellast $F_m = 7,38\text{ kN}$ (20 % Ausnutzung der Streckgrenze) beträgt der ermittelte Neigungsexponent $k = 9,5$. Im Vergleich dazu spezifiziert die VDI-Richtlinie 2230 den Neigungsexponenten für schlussvergütete Schrauben mit $k = 3$ und für druckspannungsbehaftete schlussgewalzte Schrauben mit $k = 6$. Diese Werte liegen in vergleichbarer Größenordnung für den experimentell abgeleiteten Vergleich von elastisch verspannten zu überelastisch vorbeanspruchten Verbindungen.

Die festgestellte Mittellastabhängigkeit unterstützt die Annahme, dass infolge der Plastifizierung und dem anschließenden Entlasten ein Druckeigenspannungszustand eingestellt wird, der unter Berücksichtigung der überlagerten homogenen Lastverteilung zu einer verbesserten Beanspruchbarkeit führt. Bei Versuchen mit den niedrigen Mittellasten ($F_m = 0,2$ und $0,4 \cdot F_{0,2}$) verlagern sich die Versagensorte teilweise weg vom ersten tragenden Gewindegang hin zum 2. oder 3. tragenden Gewindegang. Als Ursache können die bereits diskutierten Annahmen zur Auswirkung der überelastischen Vorbelastung aufgegriffen werden. Der diskutierte Druckeigenspannungszustand und die Versetzungsverfestigung sind an Stellen der größten plastischen Verformung maximiert. Unter Berücksichtigung der Spannungsverteilung im tragenden Gewinde [4], die dem ersten tragenden Gewindegang ca. 30 - 40 % der Lastübertragung zuteilt, würden die darauffolgenden Gewindegänge bei überelastischer Vorbelastung weniger stark verfestigen und geringere Druckeigenspannungen aufweisen als der 1. tragende Gewindegang. Mit der homogenen Lasteinleitung durch den verbesserten Kontakt würde zudem eine gleichmäßigere Lastverteilung vorliegen, was in Kombination zu einer Verschiebung des Bruchortes führen kann [88]. Über numerische Simulation

der Lastverteilung kann zudem eine plastische Verformung und ein Aufweiten der Mutter nachgewiesen werden, das den ersten Gewindegang entlastet und die höchste Beanspruchung verschiebt (siehe **Kapitel 7.2.2**).

Die Bemessung der Ermüdungsfestigkeit schlussvergüteter Schrauben erfolgt nach der Richtlinie VDI 2230 ausschließlich über den Durchmesser (**Gl. 2.3**), ohne die Berücksichtigung der Vorspannkraft und den untersuchten Einflussfaktoren des Herstellverfahrens des Mutterngewindes, des Mutterwerkstoffs und der Einschraubtiefe. Um den Einfluss der Mittellast auf die Ermüdungsfestigkeit unter Berücksichtigung dieser Parameter zu bewerten, sind die experimentell abgeleiteten dauerhaft ertragbaren Lastamplituden F_{A50} vergleichend in Abhängigkeit der Mittellast gegenübergestellt, **Abbildung 6.11**.

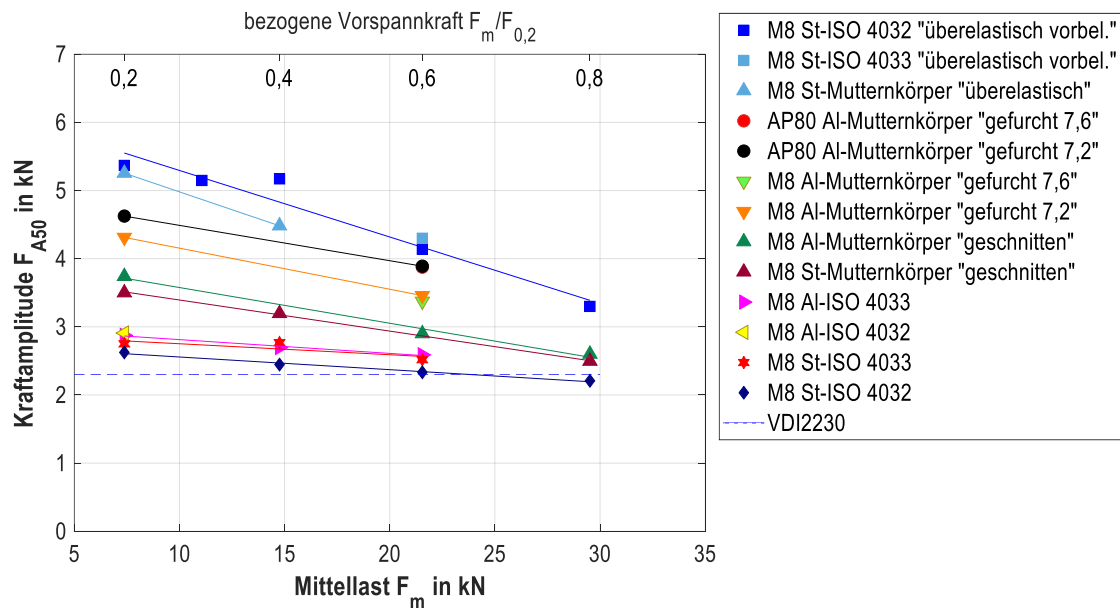


Abbildung 6.11: Mittellastabhängigkeit der ertragbaren Lastamplitude F_{A50} für verschiedene Varianten

Für die einzelnen F_{A50} -Werte einer Versuchsreihe wird eine Regressionsgerade gebildet, deren Neigung die Mittellastabhängigkeit symbolisiert. Unabhängig von den Faktoren Einschraubtiefe, Mutterwerkstoff oder Herstellungsverfahren des Mutterngewindes, kann für alle geprüften Varianten ein Gefälle zu kleineren ertragbaren Beanspruchbarkeiten (F_{A50}) mit steigender Mittellast abgeleitet werden. Für die **überelastisch** vorbelasteten Varianten (■, ▲) zeigt sich die **größte Abhängigkeit zur Mittellast**, was auf den sich einstellenden Eigenspannungszustand und die geänderte Lastverteilung zurückgeführt werden kann. Die Erhöhung der Mittellast von 20 % auf 80 % Ausnutzung der Streckgrenze führt am Beispiel der Variante S8-10 in St-ISO 4032 (■) zu einer Reduzierung der dauerhaft ertragbaren Lastamplitude F_{A50} um ca. 38 %. Trotz der stärksten Abhängigkeit zur Mittellast, sind die ertragbaren Lastamplituden für überelastisch vorbelastete Varianten für die gezeigten Ergebnisse durchgängig am größten. Für die **elastisch verspannten** Varianten ist die **Abhängigkeit der Mittellast für große Einschraubtiefen** (Mutterkörper ▲, ▲ $t_E = 20$ mm) unabhängig vom Mutterwerkstoff **stärker** ausgeprägt als für kleine Einschraubtiefen (ISO 4032 ♦, ♦ $m \approx 6,4$ mm und ISO 4033 ★, ★ $m \approx 8,0$ mm). Für den Vergleich von 20 % zu 80 % Ausnutzung der Streckgrenze reduziert sich F_{A50} z. B. für den St-Mutterkörper (▲) um ca. 29 % gegenüber 15 % für die Stahl-Standardmutter (♦). Für die Sechskantmutter ist die geringe Abhängigkeit zur Mittellast für den wichtigen Anwendungsbereich von ca. 60 - 80 % Ausnutzung der Streckgrenze bzw. für hohe Vorspannkraften nicht relevant.

Im Bereich 80-100 % Ausnutzung der Streckgrenze fällt die Beanspruchbarkeit geringfügig unterhalb den Abschätzungswert nach VDI 2230, was konform zu den Ergebnissen von SCHNEIDER [49] ist. SCHNEIDER leitet für diesen Vorspannkraftbereich eine Abschätzung von $0,7 \cdot \sigma_{ASV}$ nach VDI 2230 ab.

6.4 Diskussion und Identifikation der Mechanismen

Die Ergebnisse in Verbindungen mit **Aluminiummutterngewinden** zeigen unabhängig von der Mittellast und der Einschraubtiefe eine leicht **höhere Beanspruchbarkeit der Schraube** gegenüber den Verbindungen mit Stahlmutterngewinde. Die größere Nachgiebigkeit und die geringere Fließgrenze von Aluminium gegenüber Stahl ermöglichen größere Verformungen des Mutterngewindes, was zu einer Verbesserung der Lastverteilung und dadurch höheren Beanspruchbarkeit der Schraube führt. Anhand der experimentellen Ergebnisse ist diese Schlussfolgerung nur qualitativ skalierbar und bedarf der quantitativen Bestimmung der Lastverteilung durch numerische Simulation (**Kapitel 7.1 Lastverteilung und örtliche Beanspruchungen**).

Für große **Einschraubtiefen** lässt sich ableiten, dass die **Ermüdungsfestigkeit** der Schraube, insbesondere für die geprüften kleinen Mittellastbereiche, **deutlich ansteigen kann**. Durch die größere Anzahl der Gewindegänge im Eingriff kann die Last, die pro Gewindegang übertragen wird, reduziert werden. Die Beanspruchung im ersten lastübertragenden Gewindegang ist abhängig von der Mittellast. Für eine quantitative Beschreibung dieser Annahme müssen die sich einstellende Spannungsverteilung berechnet und der Kraftfluss, der durch die Auflagerbedingungen des Mutternteils bestimmt ist, berücksichtigt werden (**Kapitel 7**). Für den Vergleich der unterschiedlichen Mutternhöhen des Typs 1 und 2 ist der Unterschied der Beanspruchbarkeit weniger deutlich, was durch den geringen Unterschied der Einschraubtiefe begründet ist. Erst die deutlich größere Einschraubtiefe des Mutternkörpers zeigt ausgeprägte Unterschiede. Die Validierung dieser Hypothese zur geänderten Spannungsverteilung erfolgt mithilfe der numerischen Simulation und der Berechnung lokaler Beanspruchungen.

Für den Vergleich der unterschiedlichen Mutterngewinde (ISO 4032, ISO 4033, Mutternkörper) muss berücksichtigt werden, dass der Werkstoff und die Einschraubtiefe u. a. von der Gewindetoleranz, der Oberflächenrauigkeit und Gewindereibung überlagert werden. [50, 90] zeigen, dass ein großes Gewindespiel negativen Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit hat. Die im Schliffbild vermessene Gewindeüberdeckung zeigt annähernd identische Toleranzlagen der Varianten, siehe **Anhang 10.5.1**. Die Gewindereibung wird nachfolgend anhand von Einschraubversuchen nach DIN EN ISO 16047 bestimmt, **Kapitel 6.4.4**.

Der Einfluss durch das **Herstellungsverfahren des Mutterngewindes** ist insbesondere für die niedrige Mittellast zu beobachten. Die Prüfung im **gefurchten Gewinde** führt zu einer deutlichen **Verbesserung der Beanspruchbarkeit** gegenüber der Variante mit geschnittenem Gewinde. Die **Kontaktbedingungen** (Formschluss, Kontaktfläche), die Kaltverfestigung des Mutterngewindes und die radiale Verklemmung der Schraube (Eigenspannungen aus elastischer Rückfederung des Mutterwerkstoffs beim Furchen) verbessern die Lasteinleitung und die Lastverteilung, die zum Anstieg der Ermüdungsfestigkeit der Schraube führen.

Für die Verbesserung der Lebensdauer und der Ermüdungsfestigkeit bei **überelastisch vorbelasteten Schrauben** gibt es divergente Ansichten, dass lastinduzierte Druckeigenspannungen [48] oder überwiegend die günstigere Spannungsverteilung [49] ursächlich sind. Um die Einflüsse gezielt zu untersuchen werden weitere Versuche mit unterschiedlicher Lastaufbringung durchgeführt, **Kapitel 6.4.1**. Zudem ist der Größeneinfluss von Interesse, der

Für die weitere Identifikation der Mechanismen und die Validierung der diskutierten Annahmen werden die nachfolgend aufgeführten Ziele und formulierten Hypothesen mit den zielorientiert ausgewählten Methoden verfolgt.

- Ziele:**
- Nachweis lastinduzierter Druckeigenstressungen durch überelastische Vorbelastung
 - Analyse des Einflusses der Lastaufbringung auf den resultierenden Spannungszustand und den Einfluss aus der entstehenden Kontaktfläche auf die Lastübertragung
 - Bewertung des Einflusses der Lasteinleitungsbedingungen (Oberfläche, Gewindereibung)
- Methoden:** Unterschiedliche Vorbelastung und Entlastung, axialer Dauerschwingversuch nach DIN 969, Rasterelektronenmikroskopie, Härteprüfung, Röntgendiffraktometrie
- Hypothesen:**
1. Infolge der Plastifizierung durch die Vorbelastung kaltverfestigt das Schraubengewinde. Auf Basis unterschiedlicher Rückfederpotentiale zwischen Gewinderand- und Kernbereich entstehen bei Entlastung Druckeigenstressungen. Der Nachweis ist in Form eines Härteanstiegs und durch die Messung von Druckeigenstressungen möglich.
 2. Durch die Vorbelastung ändert sich die Lastverteilung, die auf günstigeren Lasteinleitungsbedingungen (Kontaktfläche, Einebnen der Oberflächen) und auf einer Aufweitung der Mutter beruht (nach SCHNEIDER [49]). Durch gezielte Versuchsführungen lassen sich diese Effekte separieren.
 3. Das Oberflächensystem beeinflusst die Lasteinleitung. Durch den Vergleich zu entzinkten Schrauben ist eine Validierung möglich.
 4. Der negative Einfluss einer Feuerverzinkung auf die Ermüdungsfestigkeit kann durch überelastisches Vorbelasten eliminiert werden.

Das Diagramm zeigt die Identifikation und Validierung der Mechanismen in der mechanischen Charakterisierung. Im Zentrum steht ein Diagramm mit der Kurve F_m über t , das die Lastentlastung (L) und die Lastaufbringung (N) darstellt. Um dieses Zentrum herum sind verschiedene Untersuchungsmethoden angeordnet:

- Mikrostruktur**
- Mikrohartprüfung**
- Zugversuch**
- Lastaufbringung**
- Ermüdungsversuch**
- Kontaktflächen**
- Bruchmikrostruktur**
- REM**
- Gewindereibung**
- Eigenspannungsmessung**
- XRD**
- Lichtmikroskopie**

Abbildung 6.12: Methodenübersicht - Identifikation der Mechanismen

6.4.1 Einfluss der überelastischen Vorbelastung

Für überelastisch vorbelastete Schraubenverbindungen wurde in **Kapitel 6.3** eine starke Mittellastabhängigkeit der Ermüdungsfestigkeit experimentell gezeigt. Nachfolgend wird gemäß den in **Anhang 10.5.5, Tabelle 10.9** ausgewählten Methoden untersucht, welcher Einfluss aus vorlastinduzierten Druckeigenspannungen, der geänderten Lastverteilung und aus der Lasteinleitung (Kontaktfläche) auf die Beanspruchbarkeit der Schraube hervorgeht. Dazu erfolgen unterschiedliche Methoden zur Lastaufbringung. Ein axiales Be- oder Entlasten wird dabei über die Prüfsystemsteuerung vorgenommen. Die Vorbelastung beträgt für diese Varianten $F_{m0} = 38 \text{ kN}$, die Entlastung erfolgt auf 40 % Ausnutzung der Streckgrenze. Eine weitere Versuchsreihe (●) wird in der Universalzugprüfmaschine vorbelastet und anschließend mit einer nicht vorbelasteten Mutter im Anlieferungszustand geprüft, wodurch der Einfluss einer besseren Lastverteilung separiert wird. Zum Vergleich wird in einer anderen Versuchsreihe (▼) nur die Mutter aus einer axialen Vorbelastung mit einer Schraube im Anlieferungszustand geprüft.

Eine Vorbelastung oder Entlastung über Torsion wird mittels Drehmomentschlüssel über die Mutter eingeleitet. Dadurch wird zum einen erreicht, dass die Lasteinleitung über die aufgeriebene Zinkoberfläche schlechter ist, zum anderen stellt die Montage mittels Torsion die anwendungsorientierte Lastaufbringung dar. Der Einfluss auf den resultierenden Spannungszustand wird dadurch bewertet. Gemäß der Gestaltänderungsenergiehypothese wird über die Vergleichsspannung die einzustellende Axiallast für das gleiche Beanspruchungsniveau berechnet. Die Axialkraft der Vorbelastung ist aufgrund der montagebedingten Torsionsanteile mit $F_{m0} = 30,5 \text{ kN}$ entsprechend geringer. Die sich einstellende Axialkraft beim Anziehen über die Mutter wird über die Kraftmessdose des Resonanzpulsers gemessen.

Die Ermüdungsversuche zeigen, dass die Lebensdauer und die Ermüdungsbeanspruchbarkeit einer konstanten Schraube-Mutter-Konfiguration in einem großen Kraft-Lastspielzahlbereich liegen, **Abbildung 6.13**. Zur verbesserten Übersicht werden nur die 50 %-Werte der geprüften Lasthorizonte dargestellt.

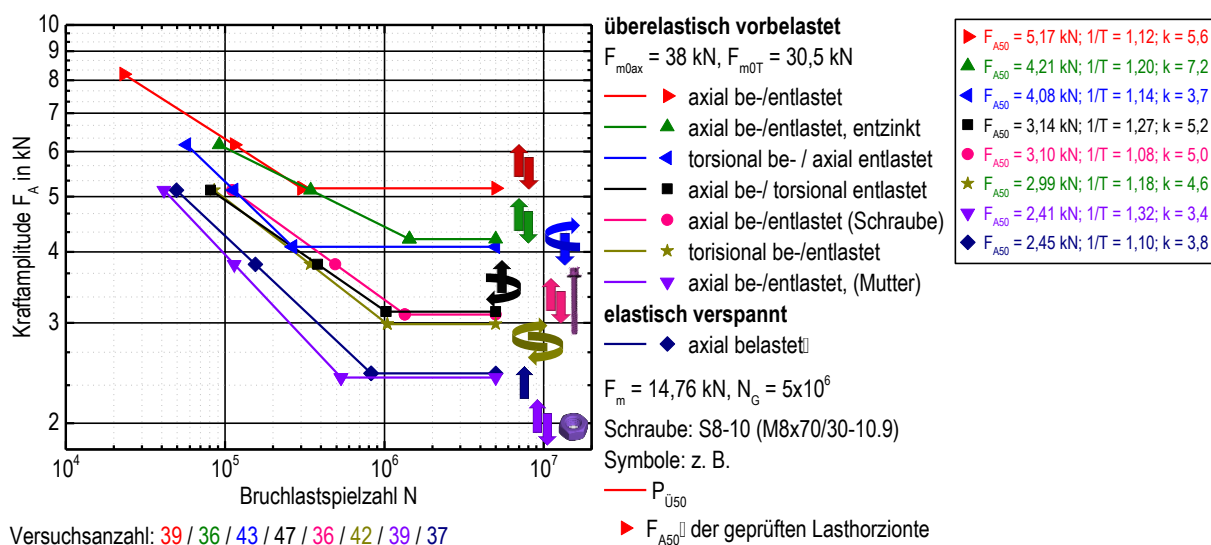


Abbildung 6.13: Systematische Analyse der Mechanismen bei überelastischer Vorbelastung

Die bereits aus **Kapitel 6.3** bekannten Ergebnisse zeigen, dass für die axiale Be- und Entlastung (►) eine Verbesserung der Ermüdungsfestigkeit von über 100 % erzielt werden kann. Erfolgt die Entlastung aus dem überelastischen Kraftniveau zurück in den elastischen Verformungsbereich durch Zurückdrehen der Mutter (■), ändert sich

die Position von Schrauben- und Mutterngewinde zueinander. Die eingeebnete Kontaktfläche wird beim Zurückdrehen unter hoher Last wieder aufgeraut, was sich unmittelbar negativ auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit auswirkt. Durch die lastinduzierten Druckeigenspannungen bleibt dennoch eine deutliche Verbesserung gegenüber der rein elastischen Vorspannung (◆) erhalten. Ein vergleichbares Ergebnis kann erzielt werden, indem überelastisch vorbelastete Schrauben mit unbelasteten Muttern im Anlieferungszustand geprüft werden (●). Die positiven Einflüsse der Lastverteilung infolge der Mutteraufweitung und die günstigere Lasteinleitung durch eingeebnete Oberflächen sind dadurch isoliert und die Verbesserung der Beanspruchbarkeit gegenüber der rein elastischen Vorspannung kann auf die vorlastinduzierten Druckeigenspannungen zurückgeführt werden. Die Art der Lastaufbringung ist bezogen auf den sich einstellenden Spannungszustand unerheblich, die daraus resultierenden Lasteinleitungsbedingungen unterscheiden sich und sind zu beachten. Wird die überelastische Vorbelastung mit Torsion erzeugt ($F_{\text{moT}} = 30,5 \text{ kN}$) und die Entlastung erfolgt ebenfalls durch Zurückdrehen der Mutter (★), können vergleichbare Ergebnisse erzielt werden wie für die beiden axial vorbelasteten Varianten (■, ●).

Indem die Schraube mit Torsion vorbelastet wird und die Entlastung mittels Pulsersteuerung axial erfolgt (◀), was dem Setzkraftverlust der praktischen Verschraubung entspricht, kann der Einfluss der Kontaktbedingungen eingeordnet werden. Dadurch, dass die Mutter nicht zurückgedreht wird, resultiert eine günstigere Kontaktsituation bei gleichem Spannungszustand der Schraube, was sich in einer deutlichen Verbesserung der dauerhaft ertragbaren Beanspruchbarkeit widerspiegelt. Um den Einfluss der Nachgiebigkeit des Oberflächensystems zu bewerten, werden bei einer Variante entzinkte Schrauben (▲) getestet, für die die Vorbelastung und die Entlastung axial erfolgen. Die erzielte Ermüdungsfestigkeit ist im Zeitfestigkeitsbereich vergleichbar mit der verzinkten Variante (▶). Im Übergangsgebiet ist die Beanspruchbarkeit geringer. SCHNEIDER [49] ordnet den eingeebneten Oberflächen infolge einer Vorbelastung eine Reduzierung von lokalen Spannungsüberhöhungen zu, die zu einer Verbesserung der Lebensdauer führen. Durch das Entzinken entstehen höhere Reibwerte im Gewindekontakt, was sich ebenfalls ungünstig auf die Beanspruchbarkeit auswirken kann. Der Einfluss der Oberfläche und der Gewindereibung werden nachfolgend weiter untersucht (**Kapitel 6.4.3** und **6.4.4**). Insbesondere für feuerverzinkte Systeme ist bekannt, dass eine Abminderung der Ermüdungsfestigkeit resultierend aus dem Oberflächensystem vorliegt (VDI 2230 -20 % [6], Vorschlag Eurocode 3: Abminderung um 1 Kerbfall [8]), weshalb zusätzlich Versuche mit überelastischer Vorbelastung an HV-Schrauben durchgeführt werden. Um den Einfluss der plastischen Verformung des Muttergewindes auf die Anpassung der Lastverteilung zu quantifizieren, werden Versuche mit vorbelasteten Muttern in Verbindung mit Schrauben im Anlieferungszustand durchgeführt (▼). Die erzielten Ergebnisse ordnen sich unterhalb der nicht vorbelasteten Schraube-Mutterverbindung unter elastischer Vorspannung ein.

Zusammenfassend zeigt sich ein größerer Einfluss der **homogeneren Lasteinleitung** als der lastinduzierten Druckeigenspannungen. Die Begründung in der deutlichen Verbesserung der Ermüdungsbeanspruchbarkeit beruht jedoch auf der Überlagerung der homogeneren Lasteinleitung durch verbesserte Kontaktbedingungen mit lastinduzierten Druckeigenspannungen im Gewindegrund und einer angepassten Lastverteilung, die den 1. tragenden Gewindegang entlastet.

Die abgeleiteten Erkenntnisse gelten für die hier dargestellten Versuche und beschränken sich auf das betrachtete Mittellastniveau von 40 % Ausnutzung der Streckgrenze. Die Mittellastabhängigkeit wurde in **Kapitel 6.3** für die axiale Be- und Entlastung dargestellt und zeigte auch für hohe Mittellasten (z. B. $F_m = 29,52 \text{ kN} = 0,8 \cdot F_{0,2}$) eine

Verbesserung der Ermüdungsfestigkeit (ca. 50 %) gegenüber der elastisch verspannten Prüfung. Erfolgt die Belastung mit Torsion und die Entlastung axial auf diese hohe Mittellast, sind die zuvor beschriebenen Effekte nahezu wirkungslos und es kann keine Verbesserung der Ermüdungsfestigkeit erzielt werden, siehe **Anhang 10.5.5**. Die quantitative Bestimmung der Druckeigenstressungen ist messtechnisch nur an der vollständig entlasteten Probe möglich und wird nachfolgend exemplarisch an zwei Schrauben der Abmessung M8 und M16 durchgeführt. Die rechnerische Beschreibung der lastinduzierten Druckeigenstressungen erfolgt mittels Simulation für unterschiedliche Entlastungsniveaus (**Kapitel 7.2**).

Für die Bewertung der Lasteinleitungsbedingungen wird nachfolgend die Kontaktfläche für unterschiedlich entlastete Varianten untersucht.

6.4.2 Werkstoffanalytik

6.4.2.1 Kontaktfläche (REM)

Aufgrund der hohen Tiefenschärfe des Rasterelektronenmikroskops (REM) werden für drei ausgewählte Zustände (elastisch ♦, überelastisch axial be-/entlastet ► und überelastisch axial belastet, torsional entlastet ■) die Kontaktflächen erfasst und die sichtbaren Verschleißformen an der Schraubengewindeoberfläche gegenübergestellt, **Abbildung 6.14**. Die Lastaufbringung der verglichenen Varianten erfolgt analog zu den Ermüdungsversuchen direkt durch die Prüfmaschine. Die Ziellast der Mittelkraft beträgt $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$. Ausgehend von diesem Kraftniveau erfolgt die Entlastung auf $F = 0$ kN. Damit die Kontaktposition zwischen Schraube und Mutter unverändert bleibt, wird die Position der Mutter fixiert. Anschließend wird die Mutter durch Schlitzen getrennt und die Schraubenoberfläche mittels Rasterelektronenmikroskops charakterisiert.

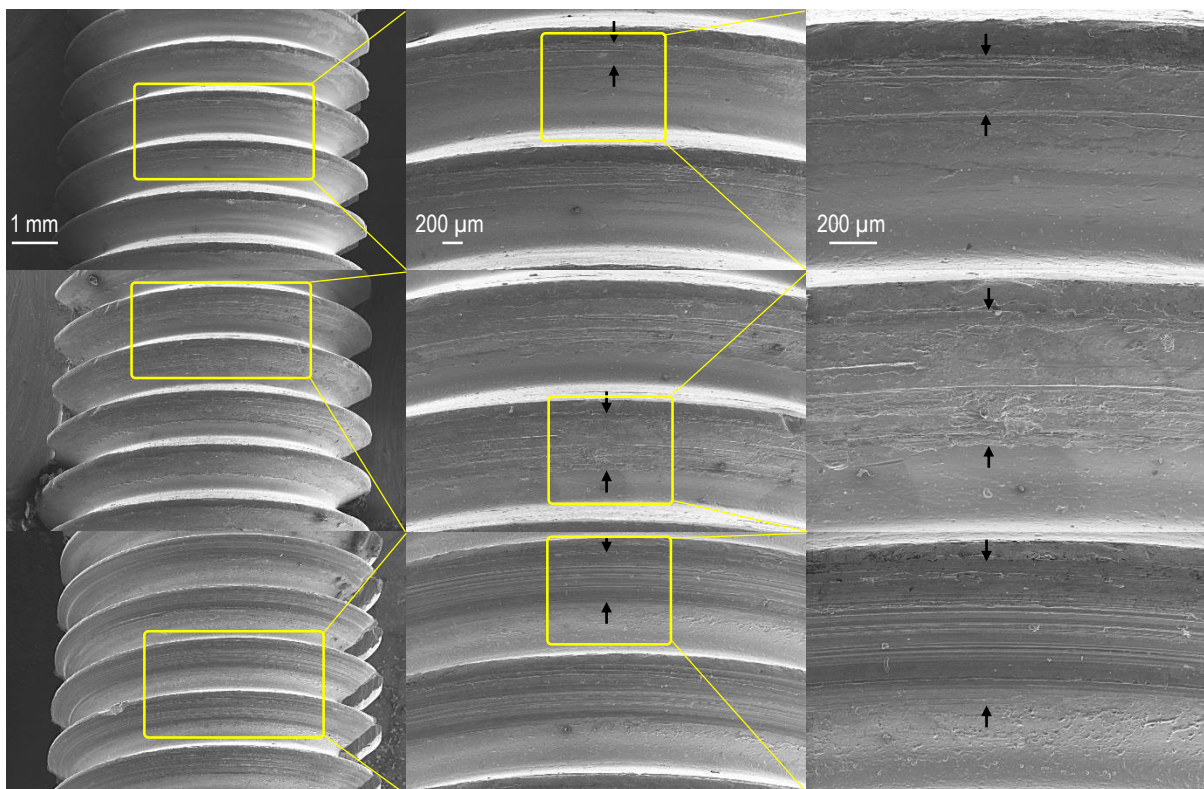


Abbildung 6.14: REM-Aufnahmen der Kontaktflächen für „axiale elastische Vorspannung“ (oben), „axial überelastisch vorbelastet, axial entlastet“ (Mitte), „axial überelastisch vorbelastet, durch Zurückdrehen entlastet“ (unten)

Durch die überelastische Vorbelastung vergrößert sich die Kontaktfläche gegenüber der rein elastisch vorgespannten Verbindung. Die quantitative Beschreibung ist bedingt durch die gekrümmte Fläche nicht möglich. Als Annäherung wird deshalb die projizierte Fläche verglichen. Ausgehend von der Flankenspitze in Richtung des Gewindekerns kann für die rein elastisch vorgespannte Verbindung ein Bereich von ca. 250 μm gemessen werden, in dem unter Last der Kontakt zwischen Schrauben- und Muttergewinde vorlag. Die projiziert gemessene Kontaktflächenbreite für die überelastisch vorbeanspruchten Varianten ist etwa doppelt so groß (500 bis 600 μm).

Erfolgt die Entlastung aus der überelastischen Vorbelastung durch ein Zurückdrehen der Mutter, so ergibt sich in der Breite der Kontaktfläche kein Unterschied zu der axial entlasteten Variante, die Oberfläche zeigt markante Verschleißriefen, die die Schraubbewegung widerspiegeln. Beim Zurückdrehen wird die Oberfläche mit Zink „verschmiert“, das sich infolge der starken Scherkräfte aufgrund der hohen Vorspannung ablöst. Zusätzlich zur Beschreibung der Kontaktfläche anhand von REM-Aufnahmen werden für die drei geprüften Varianten an jeweils fünf Proben Losbrechdrehmomente bestimmt, welche mithilfe eines Drehmomentschlüssels erfasst werden. Das Losbrechdrehmoment M_{brech} beschreibt das maximale Moment, welches zum Überwinden der Haftreibung aufzubringen ist. Dieses ist für die überelastisch vorbelastete und axial entlastete Variante mit 19,9 Nm in vergleichbarer Größenordnung mit der nur elastisch vorgespannten Verbindung ($M_{\text{brech}} = 18,7 \text{ Nm}$). Für die zurückgedrehte Variante liegt das Losbrechmoment bei $M_{\text{brech}} = 13,7 \text{ Nm}$. Die Haftreibung nach der axialen Vorbelastung wird bereits beim Lösen durch Zurückdrehen der Mutter auf das Prüfniveau (hier $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$) überwunden, wodurch für das weitere Lösen ein geringeres Drehmoment erforderlich ist.

6.4.2.2 Härteprüfungen

Die Hypothese der sich infolge der überelastischen Vorbelastung einstellenden Kaltverfestigung wird mittels Mikrohärteproofung verfolgt. Für die Schrauben M8x70/30-10.9 (S8-10) und M16x110/30-10.9 HV tZn (S16-2) wird vom freien belasteten Gewinde, über jeden lastübertragenden Gewindegang bis zum ersten unbelasteten Gewindegang, der Härteverlauf ausgehend vom Gewindegrund in Richtung des Kerns bestimmt. Die Ergebnisdarstellung zeigt den Mittelwert der ersten fünf Härtewerte ausgehend vom Rand, **Abbildung 6.15**.

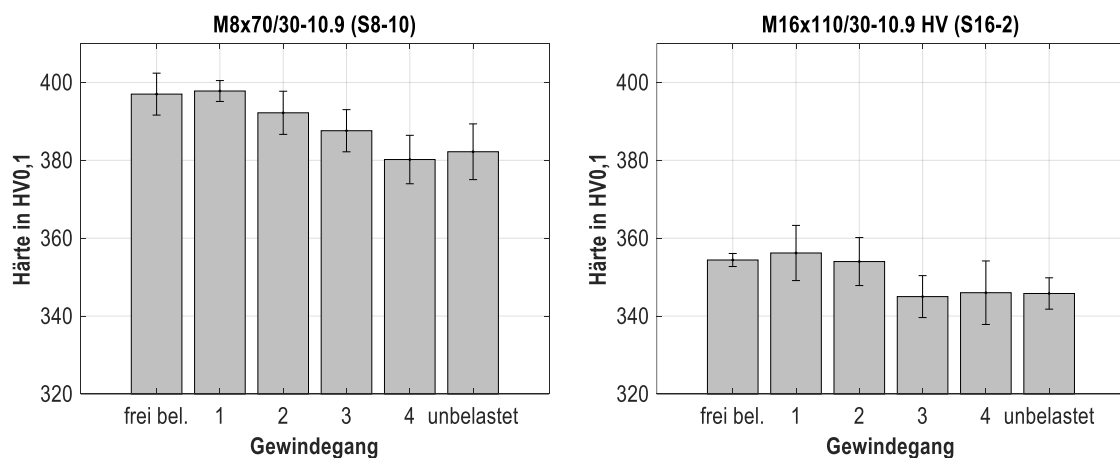


Abbildung 6.15: Härteverläufe im überelastisch vorbelasteten Schraubengewinde an den Schrauben S8-10 (M8) und S16-2 (M16). Vorbelastung: $F_{m0} = 38 \text{ kN}$ für M8, $F_{m0} = 170 \text{ kN}$ für M16.

Die Ergebnisse der Härteprüfungen zeigen einen Härteanstieg im Randbereich, der mit der Lastverteilung korreliert. Bereiche, die infolge der inhomogenen Lastverteilung größere Lasten übertragen (der erste lastübertragende

Gewindegang überträgt ca. 30-40 %), zeigen eine größere Verfestigung in Form der angestiegenen Härte. Die darauffolgenden Gewindegänge kennzeichnet ebenfalls ein Härteanstieg, der über die Einschraubtiefe annähernd auf das Niveau des geprüften unbelasteten Gewindegangs abfällt. Für die Interpretation der Ergebnisse ist zu berücksichtigen, dass die Zuordnung der Gewindegänge durch die Identifikation des Beginns der Lastübertragung anhand der optisch bewerteten Schraubenoberfläche („Beginn des Kontakts“) erfolgt ist. Berücksichtigt man zudem, dass die Lastverteilung sich nicht diskontinuierlich über die Einschraubtiefe verändert, ist eine Überschneidung einzelner Härtewerte unterschiedlicher Gewindegänge möglich.

Für die M8-Schrauben wurden zur weiteren Validierung Zugversuche an vorgereckten Schrauben und Schrauben im Anlieferungszustand durchgeführt. Die Verschiebung der Streckgrenze der vorbelasteten Schrauben ist ein weiterer Nachweis der durch die Vorbelastung eingetretenen Kaltverfestigung.

6.4.2.3 Eigenspannungsmessungen

An unbelasteten und überelastisch vorbelasteten Proben wurden Eigenspannungsmessungen für die Varianten S8-10 (M8x70/30-10.9, galvanisch Zink) und S16-2 (M16x110/30-10.9 HV tZn) durchgeführt. Die Vorbelastung erfolgte zwecks Vergleichbarkeit wie bei der Durchführung der Ermüdungsversuche rein axial mittels Pulser auf die Kräfte $F_{m0} = 38 \text{ kN}$ bzw. $F_{m0} = 170 \text{ kN}$. Die Messung der Eigenspannungen σ_{rs} erfolgt mittels Röntgendiffraktometer nach dem $\sin^2 \Psi$ -Verfahren [91] (**Kapitel 4.7 Sonstige Versuchstechnik**) in jeweils zwei Messrichtungen (90° und 270°), die der Schraubenachse entsprechen. Dadurch ist eine Aussage über die Wiederholgenauigkeit und die Streuung der Messung gegeben. Für die Messungen wurde ein Vierkreis-Goniometer mit monochromatischer Röntgenstrahlung (Cr-K α , V-K β -Filter) eingesetzt. Gemessen wurde an der (211)-Ebene des krz-Gitters des Ferrits unter einem Winkel von $\theta = 156^\circ$ bei einem Brennfleck von $120 \mu\text{m}$. Die Eigenspannungsmessung erfolgt im randnahen Bereich der Schraubenoberfläche (Eindringtiefe ca. $5 \mu\text{m}$), weshalb vor der Belastung die Zinkoberfläche mit inhibierter Salzsäure abgetragen wird. Für die beiden Schraubenabmessungen (8 und 16 mm) können an den überelastisch vorbelasteten Proben im entlasteten Zustand lastinduzierte Druckeigenspannungen nachgewiesen werden, **Abbildung 6.16**.

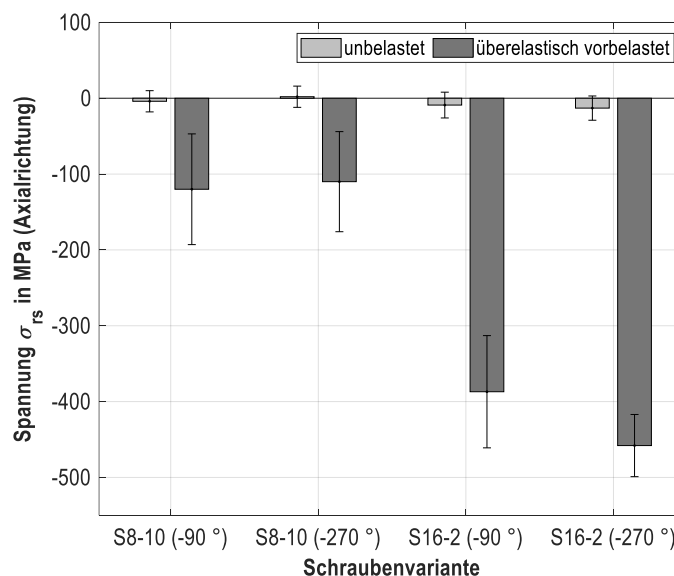


Abbildung 6.16: Eigenspannungsmessungen per Röntgendiffraktometer an unbelasteten und überelastisch vorbelasteten Schrauben der Abmessung 8 und 16 mm der Festigkeitsklasse 10.9 in jeweils zwei Messrichtungen

Die Schrauben sind im unbelasteten Ausgangszustand beide annähernd eigenspannungsfrei. Die Messaufgabe zur Bestimmung von Eigenspannungen in Schraubengewinden ist aufgrund der kleinen Kerbradien ($r = 0,18 \text{ mm}$ für M8) sehr komplex und unterliegt einer hohen Ergebnissensitivität. Die Erwartung bezüglich der quantitativen Höhe der Druckeigenspannungen nach vollständiger Entlastung würde infolge der hohen Kerbformzahl, die mit großen Dehnungen und Spannungen verbunden ist, im Bereich der Druckfließgrenze liegen, vgl. **Kapitel 7.2.1**.

6.4.3 Einfluss der Oberfläche

Anhand der Ermüdungsversuche aus **Kapitel 6.4.1** wurde gezeigt, welche große Bedeutung den Lasteinleitungsbedingungen, die sich aus der Kontaktfläche ergeben, zuzuordnen ist. Insbesondere die Nachgiebigkeit der Oberflächenschicht (galvanisch Zink) scheint einen Einfluss auf die Beanspruchbarkeit für überelastisch vorbelastete Verbindungen zu haben, so dass die Prüfung mit entzinkten Schrauben zu geringeren dauerhaft ertragbaren Lasten führte (**Abbildung 6.13**). Nachfolgend soll an HV-Garnituren die Möglichkeit untersucht werden, den negativen Einfluss der Feuerverzinkung auf die Ermüdungsfestigkeit mittels überelastischer Vorbelastung zu reduzieren. In [61] wird die verminderte Dauerfestigkeit feuerverzinkter Bauteile mit dem Mechanismus des Überspringens von Schwindungsrissen in den Grundwerkstoff angenommen, die bei der schnellen Abkühlung durch thermisch induzierte Spannungen entstehen. Die Schädigungsmechanismen der Feuerverzinkung und zinkbasierter Oberflächen-systeme sind weiter Inhalt aktueller Forschungsvorhaben (u. a. IGF 20412 N [92], IGF 20824 N [93]) und in gültigen Regelwerken berücksichtigt (u. a. VDI 2230, Eurocode 3). Nachfolgend werden Ermüdungsversuche mit der Schraube S16-2 (M16x110/30-10.9 HV tZn) in vier Konfigurationen durchgeführt. Für die feuerverzinkte Schraube und die inhiert abgebeizte Schraube (entzinkt) erfolgen jeweils Versuche mit elastischer Vorspannung und axialer überelastischer Vorbelastung mittels Pulser auf $F_{m0} = 170 \text{ kN}$, **Abbildung 6.17**. Die Prüfung erfolgt bei einer Mittellast von 40 % Ausnutzung der Streckgrenze ($F_m = 0,4 \cdot F_{0,2} = 56,52 \text{ kN}$).

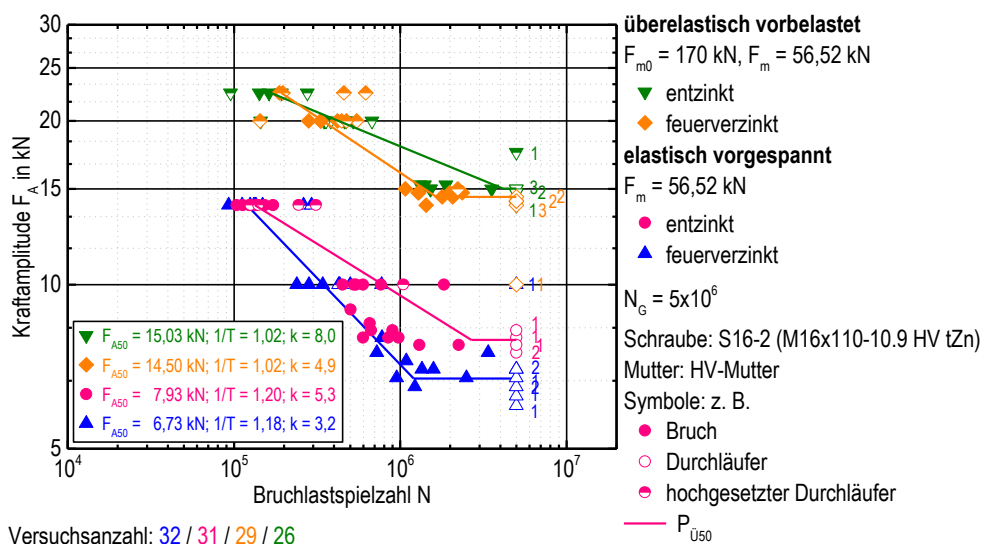


Abbildung 6.17: Ermüdungsversuche zur Bestimmung des Einflusses der Oberflächenbeschichtung für S16-2 mit elastischer Vorspannung und überelastischer Vorbeanspruchung für entzinkte und feuerverzinkte Schrauben

Der Vergleich der ermittelten Ermüdungsfestigkeiten für die elastische Vorspannung zeigt den negativen Einfluss der Feuerverzinkung durch eine ca. 15 % niedrigere ermittelte dauerhaft ertragbare Kraftamplitude $F_{A50} = 6,7 \text{ kN}$ (\blacktriangle) gegenüber der entzinkten Variante. Die experimentell ermittelten Ergebnisse decken sich ungefähr mit der

20 % Abminderung nach VDI 2230, die die Richtlinie für feuerverzinkte Schrauben vorgibt. Bei **überelastischer Vorbelastung** kann wie zuvor für Abmessung \varnothing 8 mm eine deutliche Verbesserung der Ermüdungsfestigkeit erzielt werden ($> 100\%$). Die Versuche mit entzinkten Schrauben (\blacktriangledown) zeigen bei überelastischer Vorbelastung geringfügig höhere ertragbare Lastamplituden als die feuerverzinkte Versuchsreihe (\blacklozenge). Der Schwerpunkt der Versuche lag auf dem Übergangsbereich, weshalb die höheren Lastspielzahlen der entzinkten Varianten im Zeitfestigkeitsbereich (unabhängig von der Vorbelastung) keiner ausreichenden statistischen Absicherung zugrunde liegen. Ein Einfluss der Feuerverzinkung bleibt erkennbar bestehen, jedoch ist der Unterschied gegenüber der elastisch verspannten Versuche kleiner. Bedingt durch die Annahme des lastinduzierten Druckspannungsfelds, das sich nach überelastischer Vorspannung einstellt, ist ein Überspringen von Schwindungsrissen erschwert. Für die weitere Analyse dieser Annahme wird die Bruchmikrostruktur mittels Rasterelektronenmikroskopie betrachtet, **Abbildung 6.18**.

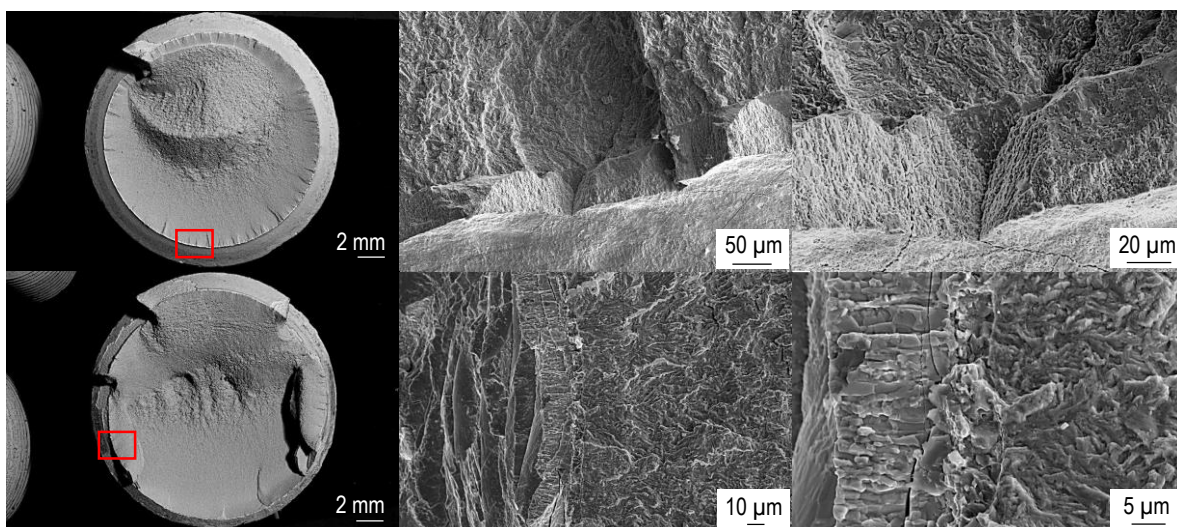


Abbildung 6.18: Exemplarische REM-Darstellung der Ermüdungsbruchfläche feuerverzinkter Schrauben (S16-2) mit elastischer Vorspannung (oben) und überelastischer Vorbelastung (unten)

Die Ermüdungsbruchflächen zeigen unabhängig ob die Schrauben direkt elastisch auf die zu prüfende Mittellast vorgespannt werden oder eine überelastische Vorbelastung vorausgeht, eine Vielzahl auf den Umfang verteilter Rissstartbereiche. Die makroskopische Übersicht zeigt, dass bei elastischer Vorspannung die Anzahl der Rissstartbereiche jedoch deutlich größer ist. Die Detailaufnahmen eines exemplarisch gewählten Rissinitiationsbereichs (roter Rahmen) zeigen bei elastischer Vorspannung, dass die teilweise querverlaufenden Risse innerhalb der Zinkschicht zusammenlaufen können und möglicherweise im Startbereich des Ermüdungsrisses münden. Bei überelastischer Vorbelastung ist ein Überspringen überwiegend nicht identifizierbar. Die Ermüdungsbruchflächen zeigen charakteristische Schwingstreifen und verlaufen bis zum duktilen Restgewaltbruch, den eine Wabenstruktur kennzeichnet. Insbesondere bei den Bruchflächen der überelastisch vorbeanspruchten Proben können ansatzweise interkristalline Spaltbruchanteile festgestellt werden, die möglicherweise aus einer Vorschädigung infolge der Vorbelastung hervorgehen.

Der Einfluss der Lasteinleitung und des Schichtsystems auf die Beanspruchbarkeit der Schraube konnten sowohl anhand der feuerverzinkten Schrauben, als auch zuvor an den galvanisch verzinkten Schrauben festgestellt wer-

den. Ein Einfluss resultierend aus dem Entzinkungsprozess kann nicht ausgeschlossen werden, da durch das Abbeizen andere Gewindereibwerte resultieren, was eine bisher nicht berücksichtigte Einflussgröße darstellt. Deshalb wird nachfolgend eine weitere Versuchsreihe mit der blanken Schraube S16-1 (M16x100/40-8.8) und vergütungsschwarzer Oberfläche durchgeführt. Die Versuchsdurchführung erfolgt für elastische Vorspannung und überelastische axiale Vorbelastung auf $F_{m0} = 118 \text{ kN}$, **Abbildung 6.19**. Die geprüfte Mittellast beträgt $F_m = 40 \text{ kN}$. Für die erzielten Versuchsergebnisse zeigt sich eine Verbesserung durch die überelastische Vorbelastung, die jedoch am Beispiel dieser unbeschichteten Schrauben deutlich geringer ist als für die zuvor beschichteten Schrauben (S8-10, S16-2).

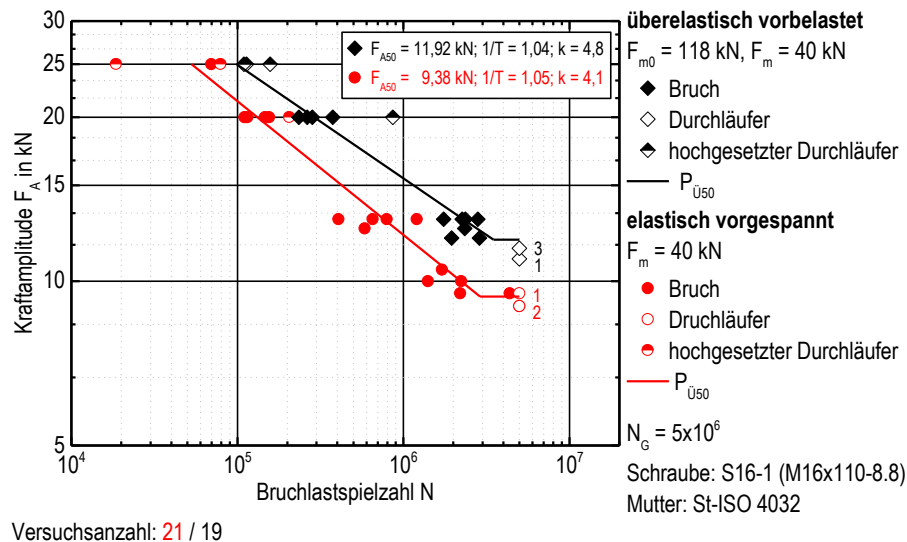


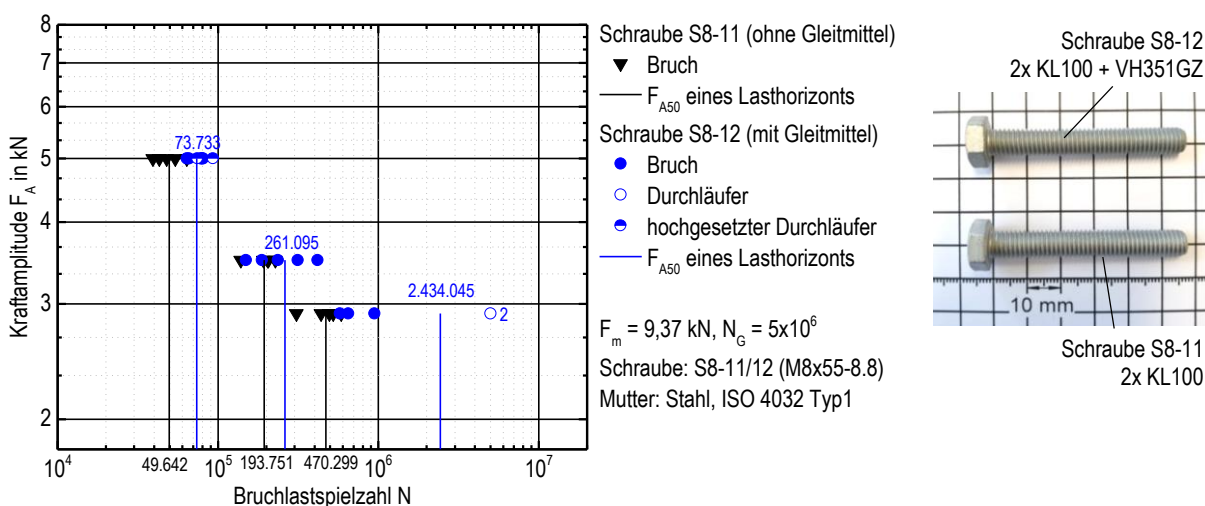
Abbildung 6.19: Ermüdungsversuche zur Bestimmung des Einflusses der Oberflächenbeschichtung für S16-1 mit elastischer Vorspannung und überelastischer Vorbeanspruchung für vergütungsschwarze Schrauben

Ein Vergleich mit den Ergebnissen der Variante S16-2 (FK10.9) ist nicht ohne Berücksichtigung nachfolgend diskutierter Punkte möglich. Die Werkstoffanalytik hat gezeigt, dass für diese Schrauben eine leichte Randoxidation mit reduzierten Randhärten vorliegt. Nach DÜNKEL [50] würde daraus jedoch eher ein negativer Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit hervorgehen. Die hier bestimmten ertragbaren Lastamplituden der elastisch vorgespannten Versuchsreihe sind größer als zuvor bei der entzinkten Schraube S16-2 der höheren Festigkeitsklasse. Die Ergebnisse der überelastisch vorgespannten Variante sind hingegen signifikant geringer. Für die Interpretation ist zusätzlich der Festigkeitsklassenunterschied von 10.9 zu 8.8 zu berücksichtigen, der nach VDI 2230 [6] bislang keine Berücksichtigung auf die ertragbaren Beanspruchbarkeiten findet. Bei gleicher Ausnutzung der Streckgrenze als geprüfte Mittellast (hier: $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$) ergibt sich ein Unterschied von $F_m = 40 \text{ kN}$ für FK8.8 zu $F_m = 56,5 \text{ kN}$ für FK10.9. Mit den bereits gewonnenen Erkenntnissen zur Mittellastabhängigkeit (**Kapitel 6.3**) wäre die höhere Ermüdungsbeanspruchbarkeit der Schraube bei kleinerer Mittellast begründet, vorausgesetzt, dass kein Einfluss der Festigkeitsklasse gegeben wäre. Die Festigkeitsklasse offenbart sich auf Basis dieser Ergebnisse jedoch als weiterer Faktor, der für die Bewertung der Schraube in weiteren Versuchen untersucht werden muss, insbesondere wenn eine überelastische Vorbelastung erfolgt. Die werkstoffmechanischen Hintergründe der lastinduzierten Druckeigenstressungen, die Stützwirkung infolge der inhomogenen Spannungsverteilung sowie der Größeneinfluss der Gewindegeometrie werden in **Kapitel 7.2** an einer einfachen Kerbprobe sowohl auf Basis linear-elastischer Berechnungen als auch mit Berücksichtigung des plastischen Materialverhaltens betrachtet.

Zusammenfassend lässt sich ein Einfluss durch das Schichtsystem auf die Lasteinleitungsbedingungen ableiten. Für die galvanische Zinkbeschichtung konnte eine höhere Ermüdungsfestigkeit mit Zinkschicht gegenüber entzinkten Proben bei axialer überelastischer Vorbelastung nachgewiesen werden. Der Vergleich für die rein elastisch vorgespannte Verbindung wurde noch nicht geprüft. Für feuerverzinkte Schrauben kann der negative Einfluss aus der Zinkschicht auf die Ermüdungsfestigkeit der Schraube durch eine überelastische Vorbelastung nahezu eliminiert werden und eine große Verbesserung anhand der generierten Ergebnisse abgeleitet werden. Die Identifikation der Schichteigenschaften stellt somit einen Ansatz für weitere Untersuchungen dar. Beispielsweise mittels Nano-Indentation können elastische und plastische Verformungseigenschaften aus dem Eindringversuch und aus dem Scratchtest (Schichthaftung) bestimmt werden.

6.4.4 Einfluss der Gewindereibung

Der Einfluss der Gewindereibung auf die Ermüdungsfestigkeit einer Schraube wird exemplarisch in Form eines Punktvergleichs auf drei Lasthorizonten für die von der Firma Dörken MKS (Herdecke) dafür in zwei Ausführungen bereitgestellte Schraube S8-11/12 (M8x55-8.8) getestet. Beide Varianten tragen den silikatischen Basecoat Delta Protekt KL100. Variante S8-12 unterscheidet sich von S8-11 darin, dass diese zusätzlich mit dem wasserbasierten Topcoat mit integriertem Gleitmittelzusatz VH351GZ beschichtet wurde. Die Gewindereibungszahlen wurden von der Firma Dörken im Anziehversuch nach DIN EN ISO 16047 bestimmt und betragen $\mu_{th} = 0,199$ für die Schraube ohne Topcoat und $\mu_{th} = 0,085$ mit Topcoat und integriertem Gleitmittelzusatz. Die Ermüdungsversuche werden unter konstanter Mittelast mit einer Ausnutzung von 40 % der Streckgrenze ($F_m = 9,37$ kN) auf einem Resonanzpulsator der Bauart Amsler (Nennbereich 30 kN) durchgeführt. Für die drei geprüften Lasthorizonte zeigen die Versuchsergebnisse einen deutlichen Trend in Form einer Verschiebung zu höheren Bruchlastspielzahlen für die gleitmittelbeschichteten Schrauben, **Abbildung 6.20**.



Versuchsanzahl: 15 / 15

Abbildung 6.20: Einfluss der Gewindereibung auf die Ermüdungsfestigkeit am Beispiel der Schrauben S8-11 und S8-12

Mit kleiner werdenden Prüflasten ist die Verbesserung der erzielten Lebensdauern zunehmend stärker ausgeprägt, so dass für den kleinsten Lasthorizont $F_A = 2,9$ kN der Variante S8-12 zwei von fünf Proben die gewählte Grenzlastspielzahl von $N_G = 5 \cdot 10^6$ erreichen. Die Verbesserung beruht auf der Hypothese der besseren Lasteinleitungsbedingungen sowie der Annahme, dass bei geringerer Gewindereibungszahl durch die Möglichkeit von relativen

Mikrobewegungen von Schrauben- und Muttergewinde Spannungsüberhöhungen reduziert werden. In **Kapitel 6.2** wurde der Einfluss des Muttergewindes respektive des Mutterwerkstoffs und der Einschraubtiefe analysiert, der dem Aluminiummuttergewinde Vorteile gegenüber des Stahlmuttergewindes zusprach. Um den Einfluss der Gewindereibung zusätzlich zu berücksichtigen werden Reibungszahlen für die verwendeten Mutterbauteile bestimmt.

Versuche nach DIN EN ISO 16047

Über den Standard Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch nach DIN EN ISO 16047 in Kombination mit der Schraube S8-10 werden pro Variante fünf Verschraubungen durchgeführt. Die Montage erfolgt auf dem Anziehprüfstand „Schatz“, siehe **4.2 Anziehprüfstände**. Die Auswertung der Gewindereibungszahlen μ_{th} wird für verschiedene Vorspannkraftniveaus nach **Gl. 6.1** durchgeführt (**Abbildung 6.21**). Die Auswertung erfolgt im elastischen Verformungsbe- reich für Kräfte zwischen $0,2 \cdot F_{0,2} \leq F_m \leq 0,8 \cdot F_{0,2}$ analog zu den geprüften Mittellasten im Ermüdungsversuch.

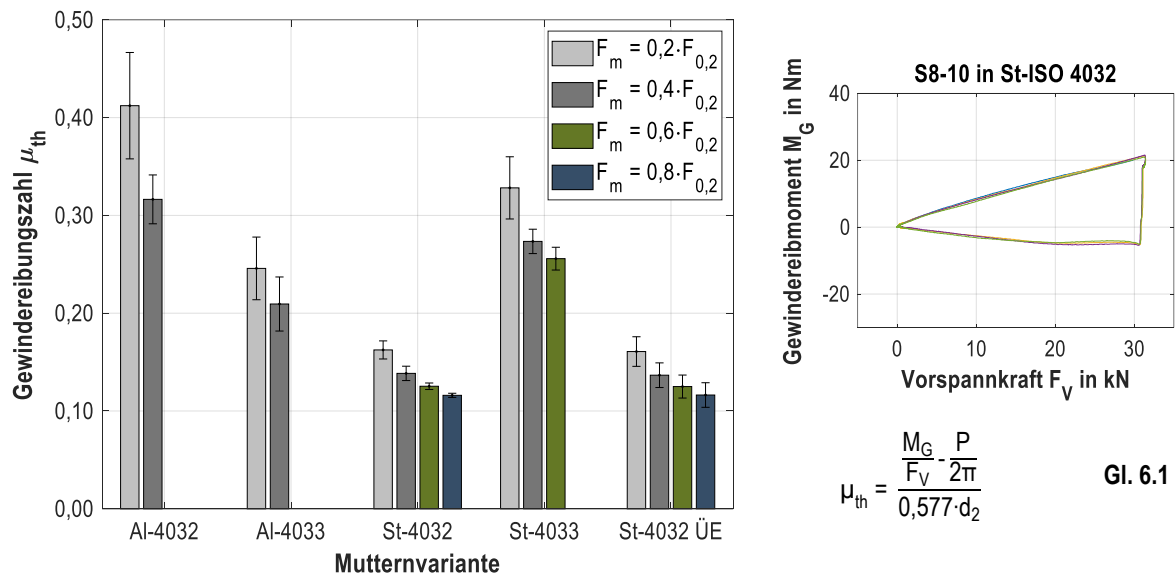


Abbildung 6.21: Nach DIN EN ISO 16047 ermittelte Gewindereibungszahlen für Sechskantmuttern aus Aluminium und Stahl für ausgewählte Vorspannkraftniveaus (links), Gewindereibmoment-Vorspannkraftverlauf (rechts)

Die Gewindereibungszahlen der geprüften Sechskantmuttern von Typ 1 (ISO 4032) und Typ 2 (ISO 4033) unterscheiden sich sehr deutlich. Der Zusammenhang zwischen Gewindereibmoment und Vorspannkraft ist annähernd linear, zeigt jedoch einen leichten Abfall mit ansteigender Vorspannkraft für alle Varianten. Die Kombination mit Aluminiummuttern führt zu großen Reibungszahlen mit vergleichsweise großen Streuungen gegenüber den Varianten aus Stahl. Infolge der höheren Reibung und der niedrigeren Festigkeit des Aluminiums können im Anziehversuch nur Kräfte bis $0,4 \cdot F_{0,2}$ übertragen werden. Muttertyp 1 versagt für größere Vorspannungen durch Mutterversagen. Bei der Prüfung des hohen Muttertyps 2 tritt durch höhere die Torsionsbelastung (größere Einschraubtiefe → größere Kontaktfläche) aufgrund der hohen Reibung Schraubenbruch ein. Die Stahlmutter St-ISO 4032 hat die geringsten Reibungszahlen. Zusätzlich wurde eine Serie des gleichen Muttertyps geprüft, die vor dem Anziehversuch im Resonanzpulser analog zur Versuchsführung unter **Kapitel 6.3** axial überelastisch vorbelastet (St-4032 ÜE) wurde. Die Streuung dieser Versuchsreihe ist durch die vorbeanspruchte Kontaktfläche beim Anzug mit Torsion größer als die der nicht vorbelasteten Mutter.

Der Einfluss der Gewindereibung auf die Ermüdungsfestigkeit ist im Vergleich der verschiedenen Mutterkörper

dem Effekt der Lastverteilung stark untergeordnet. Die von der Einschraubtiefe und dem Mutterwerkstoff bestimmte Verteilung der Last bestimmt für diesen Vergleich die Beanspruchbarkeit der Schraube, vgl. **Kapitel 6.2**. Die Einzelergebnisse der Anziehversuche sind in **Anhang 10.5.5** dargestellt.

6.5 Schlussfolgerung und Anwendbarkeit

Die Beanspruchbarkeit einer Schraube unter ermüdender Belastung ist abhängig von der Überlagerung vieler Einflussfaktoren und stellt in Form der kraftschlüssigen Verbindung ein komplexes System dar. Neben der konstruktiven Gestaltung der Schraube (Kerbform, Übergänge, etc.) und den Werkstoffeigenschaften, die für die hier durchgeführten Versuche konstant gewählt wurden, zeigt sich eine unterschiedlich stark ausgeprägte Abhängigkeit zu den untersuchten Faktoren **Mutterngewindeart**, **Mutterwerkstoff**, **Einschraubtiefe** und der Höhe der **Vorspannung**. Die isolierte Betrachtung dieser Einflussgrößen ist durch die experimentelle Bestimmung der Ermüdungsfestigkeit, die im axialen Schwingversuch unter konstanter Mittellast geprüft wird, nicht trivial. Eine Gewichtung der Sensitivitäten als Nutzen für die industrielle Anwendung kann anhand der nachfolgenden Darstellung abgeleitet werden. Die Ergebnisdarstellung erfolgt als Veränderung der Ermüdungsfestigkeit der Schraube, in Bezug auf eine typische Standardverbindung (Schraube: M8-10.9, Mutter: Stahl ISO 4032, Mittellast: $F_m = 0,6 \cdot F_{0,2}$), für die die dauerhaft ertragbare Lastamplitude $F_{A50} = 2,33 \text{ kN}$ als Relationsgröße experimentell bestimmt wurde, **Abbildung 6.22**.

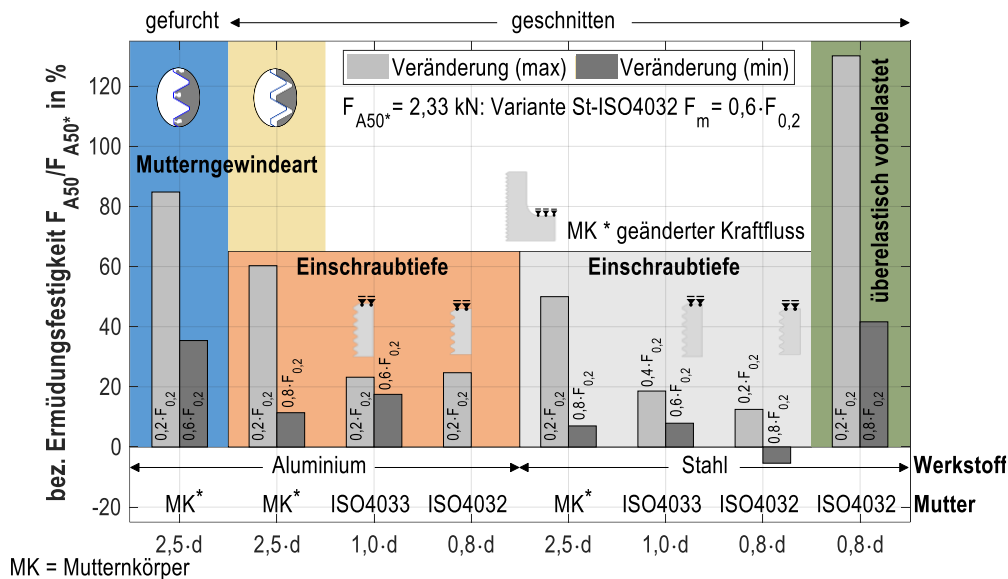


Abbildung 6.22: Änderung der Ermüdungsfestigkeit in Abhängigkeit der untersuchten Einflussfaktoren bezogen auf die Referenz mit Stahlmutter ISO 4032 bei $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$

Der Einfluss der hier untersuchten Parameter ist grundsätzlich abhängig von der Mittellast. Deshalb wird die maximal und minimal bestimmte Veränderung in Prozent mit Angabe der geprüften Mittellast (als Ausnutzung der Streckgrenze $F_{0,2}$) über den unterschiedlichen Mutterbauteilen dargestellt. So zeigt sich, dass eine große Verbesserung der Ermüdungsfestigkeit erzielt wird, wenn gegenüber der Standardverbindung (St-ISO 4032) eine höhere Einschraubtiefe vorliegt und zugleich eine geringere Mittellast vorhanden ist. Die Ermüdungsfestigkeitssteigerung infolge der besseren Lastverteilung bei hoher Einschraubtiefe kann bei Prüfung der Schraube in einem gefurchten Mutterngewinde nochmals signifikant verbessert werden. Der Kraftfluss durch das Mutterbauteil, resultierend aus den Auflagerbedingungen, ist zu berücksichtigen. Die Prüfung mit Aluminiummutterngewinde hat einen positiven

Effekt (Nachgiebigkeit → Lastverteilung) der in einer höheren Beanspruchbarkeit der Schraube resultiert. Die Steifigkeit des Muttergewindekörpers (vgl. Standardsechskantmutter und Mutterkörper) beeinflusst außerdem die Lastverteilung durch eine Mutteraufweitung, die aus der auf die Flanken wirkenden Radialkraft unter Vorspannung hervorgeht.

Die Mittellastabhängigkeit zeigt für alle Einflussgrößen eine Reduzierung der dauerhaft ertragbaren Lastamplitude für größere Mittellasten. Die Empfindlichkeit der Mittellast hat die stärkste Ausprägung für die überelastisch vorbeanspruchte Variante, die gegenüber der hier referenzierten Standardverbindung eine um bis zu 130 % größere Ermüdungsfestigkeit erreichen konnte. Unter **Kapitel 6.4** wurden durch gezielte Versuchsführung die Hypothesen der lastinduzierten **Druckeigenspannungen**, der günstigeren **Lastverteilung** und des Einflusses der **Lasteinleitung** resultierend aus der Kontaktfläche und des Oberflächensystems analysiert. Die zusammenfassende Bewertung der Mechanismen erfolgt durch Normierung bezüglich der experimentell bestimmten Lastamplitude $F_{A50} = 2,45 \text{ kN}$ für die axial elastisch gespannte Variante mit $F_m = 14,76 \text{ kN} = 0,4 \cdot F_{0,2}$, **Abbildung 6.23**.

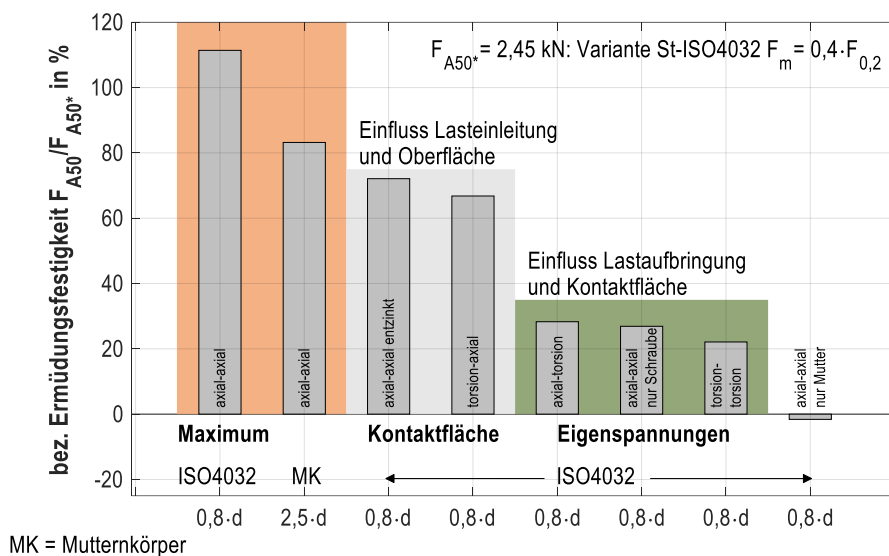


Abbildung 6.23: Gewichtung von Einflussgrößen bei überelastischer Vorbelastung

Die Verbesserung gegenüber der nicht vorbelasteten Variante hängt grundsätzlich stark von der Höhe der Entlastung ab. Für den Vergleich des konstant gehaltenen Entlastungsniveaus auf $0,4 \cdot F_{0,2}$ zeigt sich ein **starker Einfluss der Lasteinleitungsbedingungen**. Wird nur die Mutter durch Vorbelastung plastisch verformt und die Schraube im Anlieferungszustand kombiniert, kann keine Verbesserung erzielt werden. Folglich ist ein lastinduzierter Druckeigenspannungszustand vorauszusetzen, um die Ermüdungsbeanspruchbarkeit zu erhöhen. Erfolgt die Vorbelastung durch axiale Verschiebung oder durch Torsion und die Entlastung in Verbindung mit einer **Relativbewegung der Mutter** (Torsion), werden vergleichbare Beanspruchbarkeiten erzielt (ca. 25 % Verbesserung). Ein ähnliches Ergebnis stellt sich ein, wenn nur die Schraube (z. B. per Zugprüfmaschine) vorbelastet wird und mit einer neuen Mutter geprüft wird. Die Ergebnisse dieser drei Varianten (grün) lassen darauf schließen, dass bei axialer Entlastung eine höhere Kontaktspannung (Anpressung) zwischen Schraube- und Muttergewindeflanke vorliegt und eine homogenere Kontaktfläche zur besseren Lasteinleitung führt (siehe REM-Aufnahme **Kapitel 6.4.2.1**). Versuche **ohne entlastende Relativbewegung der Mutter führen zu höheren Beanspruchbarkeit** (grau und orange), sofern Schraube und Mutter gepaart vorbelastet werden. Wird die Oberfläche abgebeizt und die blanke Schraube

gepaart mit der blanken Mutter axial be- und entlastet, können sich die Kontaktflächen nicht so stark einebnen, wie im Vergleich zur mit Zink beschichteten Schraube. In diesem Zusammenhang zeigt sich die **Gewindereibung** als zusätzliche Einflussgröße, auch für nicht vorbelastete Verbindungen (**Kapitel 6.4.4**). **Geschmierte Gewinde führen zur höheren Ermüdungsbeanspruchbarkeit**, da Mikrogewindebewegungen (relative Verschiebung) unter zyklischer Last leichter ermöglicht werden. Der Einfluss der Lastaufbringung kann auf Basis der gezeigten Versuche nicht ausgeschlossen werden. Wegen des montagebedingten Torsionsanteils erfolgte die Vorbelastung auf ein niedrigeres Kraftniveau, das über die Vergleichsspannung abgeleitet wurde und über die Kraftmessdose des Prüfsystems gemessen wurde. Das berechnete Kraftniveau hängt stark von der Gewindereibungszahl ab, die zudem innerhalb der Versuchsreihen streuen kann, insbesondere, wenn sich für die hohe Vorbelastung durch Torsion die Zinkoberfläche der Schraube aufraut. Daraus ergibt sich ein Unterschied im Vergleich zur Variante der maximalen Verbesserung (axial-axial), da trotz gleicher Entlastung unterschiedliche Kontaktflächen vorliegen. Eine Möglichkeit den Streuungseinfluss der Reibung und der Kontaktflächenaufrabung zu umgehen, liegt in der Einstellung des Beanspruchungsniveaus über die Längenänderung und durch Schmierung des Gewindes. SCHNEIDER konnte in [49] sogar eine geringfügig höhere Beanspruchbarkeit mit MoS₂-geschmierten Gewinden feststellen, die mit Torsion vorbelastet wurden.

Der Einfluss der Einschraubtiefe überlagert die beschriebenen Effekte zusätzlich, da bei der Vorbelastung die lokale Beanspruchung (Spannung und Dehnung) von der Steifigkeit des Mutterkörpers und der Lastverteilung abhängig sind. Ein rechnerischer Vergleich der Mutteraufweitung ist in **Anhang 10.6.2, Abbildung 10.69** dargestellt.

Die Anwendbarkeit der überelastischen Vorbeanspruchung in der industriellen Verschraubung ist unter Berücksichtigung der hier abgeleiteten Erkenntnisse möglich, bedarf jedoch der Berücksichtigung der starken Mittellastabhängigkeit und des großen Einflusses der Lasteinleitungsbedingungen, die vorwiegend aus der Kontaktfläche resultieren. Für eine Verallgemeinerung ist es notwendig, weitere Oberflächenschutzsysteme unter Bewertung der Schichteigenschaften zu betrachten. Erfolgt die Vorbelastung konventionell über Torsion und die Entlastung resultiert aus einem großen Setzbetrag, ist auf Basis dieser Ergebnisse mit Verbesserungen von bis zu 50 % auch bei hoher Ausnutzung der Streckgrenze ($0,8 \cdot F_{0,2}$) zu rechnen. Die Umsetzung der überelastischen axialen Be- und Entlastung bietet enormes Potential, insbesondere für Schrauben großer Abmessungen (Windkraft, Maschinen- und Anlagenbau) für die die Montage torsionsfrei, beispielsweise durch ein hydraulisches Anziehen durchgeführt wird. Hierzu sollten weitere Versuche mit Schraubenabmessungen $\geq M16$ durchgeführt werden, um den Größeneinfluss zu beachten. Mit zunehmender Gewindeabmessung vergrößert sich die Kerbwirkung, wodurch die Verbesserung der Beanspruchbarkeit und der Lebensdauer von besonderer Bedeutung ist. Erste Versuche mit feuerverzinkten M16 - Schrauben konnten die bekannte nachteilige Wirkung aus der Zinkoberfläche eliminieren und zu Verbesserungen der ertragbaren Lastamplituden um über 100 % führen.

Die weitere Bewertung der untersuchten Einflussfaktoren bezüglich der resultierenden Lastverteilung und der entstehenden örtlichen Beanspruchung, insbesondere für Schraubenverbindungen, die eine überelastische Vorbelastung erfahren, wird mithilfe der numerischen Simulation im nachfolgenden Kapitel betrachtet.

7 Numerische Simulation

Für die weitere Interpretation und Bewertung der Ergebnisse und Hypothesen aus **Kapitel 6** werden numerische Simulationen durchgeführt. Die Zielsetzung unterteilt sich in die Berechnung der Spannungsverteilung für unterschiedliche Schraube-Mutter-Konfigurationen und dem Einfluss der überelastischen Vorbelastung unter Berücksichtigung des Größeneinflusses, **Abbildung 7.1**.

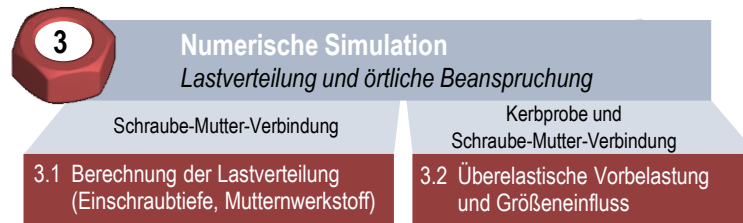


Abbildung 7.1: Bearbeitungskonzept - Numerische Simulation

- Ziele:**
- Bestimmung der Lastverteilung innerhalb der Schraube in Abhängigkeit vom Mutternteil (Werkstoff, Einschraubtiefe) und der Belastungshöhe (Vorspannkraft bzw. Mittellast)
 - Berechnung von Kerbformzahl, Stützwirkung und Kerbwirkung
 - Einfluss der überelastischen Vorbelastung auf den örtlichen Beanspruchungszustand und die Bewertung des Größeneinflusses
- Methoden:** 2D-Simulation von Schraube-Mutter-Verbindungen mit linear-elastischem und elastisch-plastischem Materialverhalten, Validierungsversuche (Ermüdungsversuche), 2D-Simulation von freien belasteten Kerbproben ohne Lastübertragung durch Kontakt
- Hypothesen:**
1. Der geringe E-Modul von Aluminium führt zu einer günstigeren Lastverteilung gegenüber Verbindungen mit Stahlmuttern
 2. Die überelastische Vorbelastung führt zu einer besseren Lastverteilung und zu lastinduzierten Druckeigenspannungen im Gewindegrund der Schraube

Für die numerischen Berechnungen wird die Software ABAQUS 6.14 benutzt. Für linear-elastisches Materialverhalten werden CAX8-Elemente mit quadratischer Ansatzfunktion und für das plastische Verhalten CAX4R-Elemente mit linearer Ansatzfunktion bei reduzierter Integration verwendet. Bei Berechnung mit niedriger Ansatzfunktion wird entsprechend ein Augenmerk auf eine hohe Güte der Vernetzung gelegt [94]. Basierend auf Erkenntnissen zur Bestimmung örtlicher Beanspruchungen von Gewindeverbindungen aus [64, 66] kann mit dieser Vorgehensweise eine sehr gute Abbildung der realen Beanspruchung für 3D-Modelle und für axialsymmetrische 2D-Modelle erfolgen. Die Vereinfachung in Form von axialsymmetrischen 2D-Modellen ist geeignet, um die hohe Variantenvielfalt mit entsprechend geringerem Berechnungsaufwand abzubilden und zugleich bei hoher Netzfeinheit keine ausgeprägte Abweichung der Ergebnisgenauigkeit im Vergleich zur 3D-Simulation zu erhalten (< 4 % [64]).

7.1 Lastverteilung und örtliche Beanspruchungen

7.1.1 Spannungsverteilung der Schraube-Mutter-Verbindung

Die Spannungsverteilung wird in Abhängigkeit der Beanspruchungshöhe untersucht, indem für alle untersuchten Varianten von Mutterwerkstoffen und Einschraubtiefen die Berechnungen für die zunächst monotonen axialen Belastungen $F = 0,2 \cdot F_{0,2}$, $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$ und $F = 0,8 \cdot F_{0,2}$ für ein unterstelltes linear-elastisches Materialverhalten durchgeführt werden. Die Krafteinleitung erfolgt über den Schraubenkopf, der über einen Coupling-Constraint mit

einem Referenzpunkt verbunden ist. Die Auflagerung der Mutternbauteile erfolgt stirnseitig und ermöglicht ausschließlich die Bewegung in radialer Richtung. Das Schrauben- und Muttergewinde wird nach DIN 13 [26] und in der Mittellage der Toleranzpaarung 6g-6H modelliert. Für die linear-elastische Berechnung wird der experimentell bestimmte Elastizitätsmodul für Stahl mit $E_{\text{Stahl}} = 209000 \text{ N/mm}^2$ und für Aluminium mit $E_{\text{Aluminium}} = 70000 \text{ N/mm}^2$ verwendet.

Die Hauptspannung wird an den höchstbeanspruchten Stellen der Schraube im Gewindegrund ausgewertet und über der Einschraubtiefe dargestellt, **Abbildung 7.2**. Der erste lastübertragende Gewindegang entspricht der Einschraubtiefe $t_E = 0 \text{ mm}$.

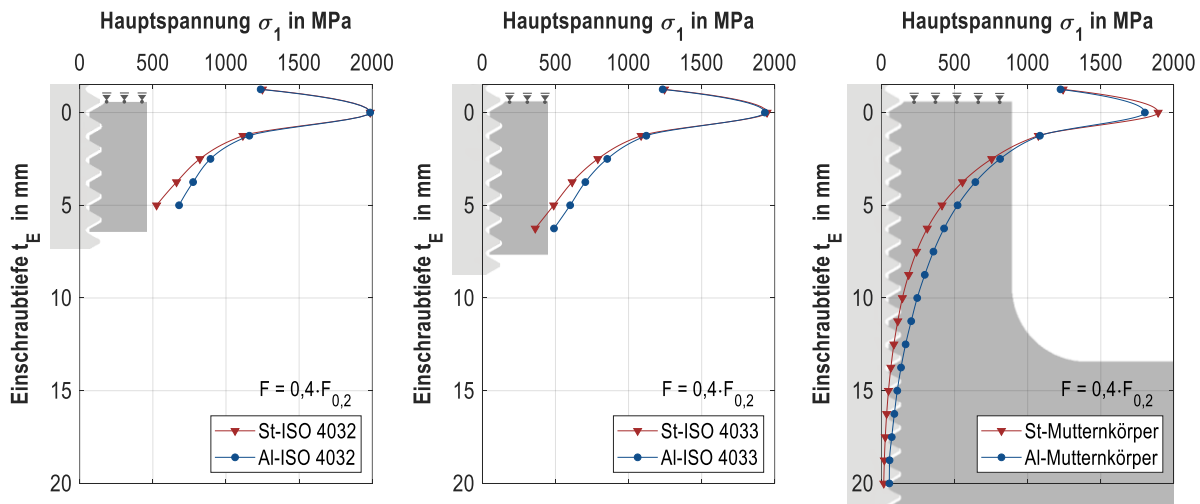


Abbildung 7.2: Maxima der Hauptspannungen im Gewindegrund als Funktion der Einschraubtiefe bei linear-elastischer quasi-statischer Berechnung in Mutterngewinde aus Stahl und Aluminium bei $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$

Der Vergleich der Standardmuttern (ISO 4032) mit dem hohen Muttertyp (ISO 4033) führt auf Basis der elastischen Berechnungen zu vergleichbaren Beanspruchungen der Schraube. Quantitativ ergeben sich für den hohen Muttertyp, mit der etwas höheren Einschraubtiefe ($t_E = 1,0x_d$ zu $0,8x_d$), geringfügig kleinere Spannungswerte je lastübertragendem Gewindegang. Die Spannungsreduzierung, besonders im ersten lastübertragenden Gewindegang, ist erst bei erhöhter Einschraubtiefe für die Kombination mit dem Mutterkörper ($t_E = 2,5x_d$) stärker ausgeprägt. Der Spannungsgradient über die Einschraubtiefe ist für Verbindungen mit Stahlmutterngewinde größer. Dadurch sind die auf den ersten lastübertragenden Gewindegang folgenden Gewindegänge bei der Paarung mit Aluminiummutternbauteilen im Vergleich zu Stahl höher beansprucht. Die Änderung der lokalen Spannungsverteilung für die betrachteten Einschraubtiefen ist abhängig von der Beanspruchungshöhe und der damit verbundenen Lastverteilung, siehe **Anhang 10.6.1**. Versagensentscheidend bei Ermüdungsbeanspruchung ist jedoch die Konzentration der örtlichen Spannungen und Dehnungen, die mit zunehmender Vorspannung im ersten lastübertragenden Gewindegang der Schraube stärker ausgeprägt sind, **Abbildung 10.65** (vgl. Mittellastabhängigkeit **Kapitel 6.3**). Die Höhe der lokalen Beanspruchungen an dieser Stelle ist für elastisches Materialverhalten für die Konfigurationen mit Aluminiummutterngewinde etwas geringer als für Stahlmutterngewinde. Dieser Effekt wird stärker, je größer die Einschraubtiefe und je größer die aufgebrachte Last sind. Die Abhängigkeit der Lastverteilung zur Höhe der aufgebrachten Last und zur Einschraubtiefe ist für Aluminium stärker ausgeprägt, was auf die höhere Nachgiebigkeit zurückzuführen ist (elastisches Materialverhalten angenommen). Die berechneten Ergebnisse der Spannungsverteilung bei quasi-statischer Belastung zeigen grundsätzlich eine Übereinstimmung mit den Tendenzen

der Versuchsergebnisse, die sich als höhere Ermüdungsbeanspruchbarkeiten der Schraube mit zunehmender Einschraubtiefe und nachgiebigerem Mutterwerkstoff dargestellt haben (**Kapitel 6.2**). Die Annahme der gleichmäßigeren Lastverteilung ist für die linear-elastische Berechnung nicht so stark ausgeprägt wie die deutlich höhere Ermüdungsfestigkeit für die hohe Einschraubtiefe im Experiment annehmen lässt.

Zwei Aspekte bei der bisherigen Betrachtung müssen kritisch diskutiert und nachfolgend untersucht werden:

1. Um den Einfluss der Einschraubtiefe zu bewerten, wurden bisher gleiche Randbedingungen angenommen. Im Versuch liegt für die Prüfung mit Mutterkörper jedoch ein anderer Kraftfluss vor, da der Mutterkörper nicht stirnseitig gegen die Prüfglocke, sondern über den unteren Absatz abgestützt wird (**Kapitel 6.1, Abbildung 6.2**).
2. Bisher wurde das plastische Verhalten vernachlässigt. Durch die niedrigere Fließgrenze von Aluminium im Vergleich zu Stahl kann die Spannungsverteilung durch die einsetzende Spannungsumlagerung durch Plastifizierung zusätzlich beeinflusst werden.

Die quasi-statische Berechnung der Spannungsverteilung in der Schraube zeigt signifikante Unterschiede in Abhängigkeit der Auflagerbedingungen des Mutterkörpers. Erfolgt der Kraftfluss entsprechend der Einspannung im experimentellen Versuch (Mutterkörper*), stellt sich für die Berechnung mit elastischem Materialverhalten eine stark abweichende Spannungsverteilung ein, die insbesondere eine deutliche Reduzierung der 1. Hauptspannung im ersten tragenden Gewinde kennzeichnet, **Abbildung 7.3**. Die darauffolgenden Gewindegänge sind höher beansprucht, wodurch eine gleichmäßigere Lastverteilung vorliegt.

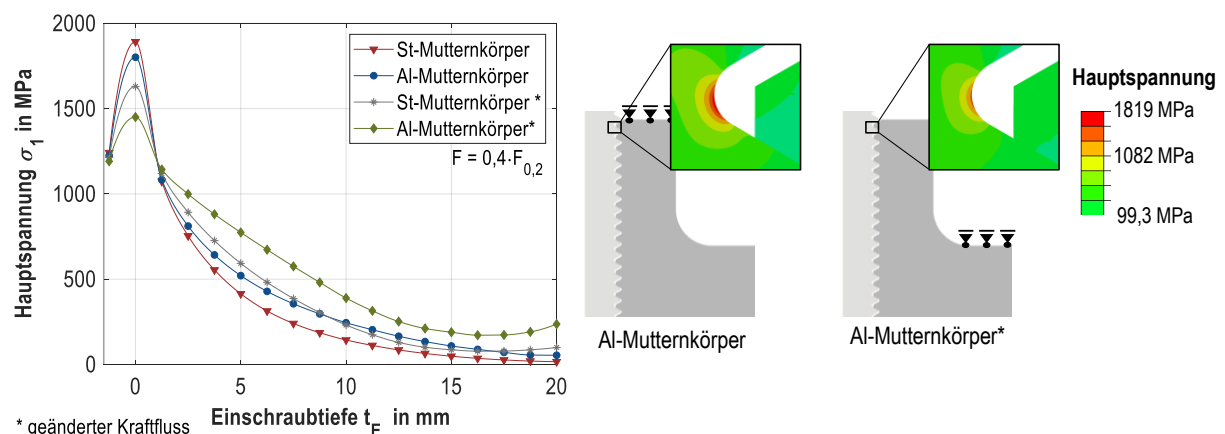


Abbildung 7.3: Spannungsverteilung im Schraubengewinde für elastische Berechnungsergebnisse für unterschiedliche Mutterauflager im Vergleich für Stahl und Aluminium. Monotone Belastung: $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$.

Die Bewertung der Vorspannkrafthöhe auf die sich einstellende Spannungsverteilung für elastisches Materialverhalten in Abhängigkeit der Auflagerbedingungen zeigt **Anhang 10.6.1, Abbildung 10.66**.

Die Berechnungsergebnisse der Simulationen mit linear-elastischem Materialverhalten erweitern das Verständnis für die Bewertung der Einflüsse auf die Beanspruchbarkeit der Schraube bereits enorm. Um insbesondere die im ersten lastübertragenden Gewindegang infolge der hohen Kerbwirkung einsetzende plastische Verformung zu berücksichtigen, werden Berechnungen mit einem plastischen Materialgesetz durchgeführt. Das plastische Verhalten wird in ABAQUS bilinear anhand der Fließkurven approximiert (**Kapitel 5.1.2**) und mit kinematischer Verfestigung implementiert. Die experimentell bestimmten Spannungen und Dehnungen werden entsprechend **Gl. 7.1** und **Gl. 7.2** [95] in wahre Spannungen und Dehnungen umgewertet.

$$\sigma_W = \sigma_{\text{nenn}} \cdot (1 + \varepsilon_{\text{nenn}})$$

Gl. 7.1

$$\varepsilon_W = \ln(1 + \varepsilon_{\text{nenn}})$$

Gl. 7.2

Der Vergleich der berechneten Spannungsverteilungen zwischen rein elastischem und elastisch-plastischem Materialverhalten zeigt am Ort der größten Beanspruchung, im ersten tragenden Gewindegang, vergleichbare Spannungswerte für den Fall elastisch-plastischen Materialverhaltens, **Abbildung 7.4**. Die ähnlichen Beanspruchungen resultieren aus der Spannungsumlagerung durch die plastische Verformung. Für die Standardmutter (ISO 4032) und den hohen Muttertyp (ISO 4033) übertragen die Gewindegänge 2 bis 5 bzw. 2 bis 6 für den Mutterwerkstoff Aluminium jeweils höhere Lasten als bei elastischer Berechnung, wodurch der Spannungsgradient über die Einschraubtiefe kleiner wird. Dies entspricht der angenommenen Homogenisierung der Lastverteilung bei Berücksichtigung des plastischen Materialverhaltens. Die größere Beanspruchung im Gewindegrund der Schraube resultiert aus der stärkeren Mutternaufweitung, die mit größeren Hebelarmen und damit mit größeren Biegeanteilen verbunden ist. Die Aufweitung ist in Form der radialen Verschiebung der Mutter für die Last $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$ in **Abbildung 10.67, Anhang 10.6.1** dargestellt.

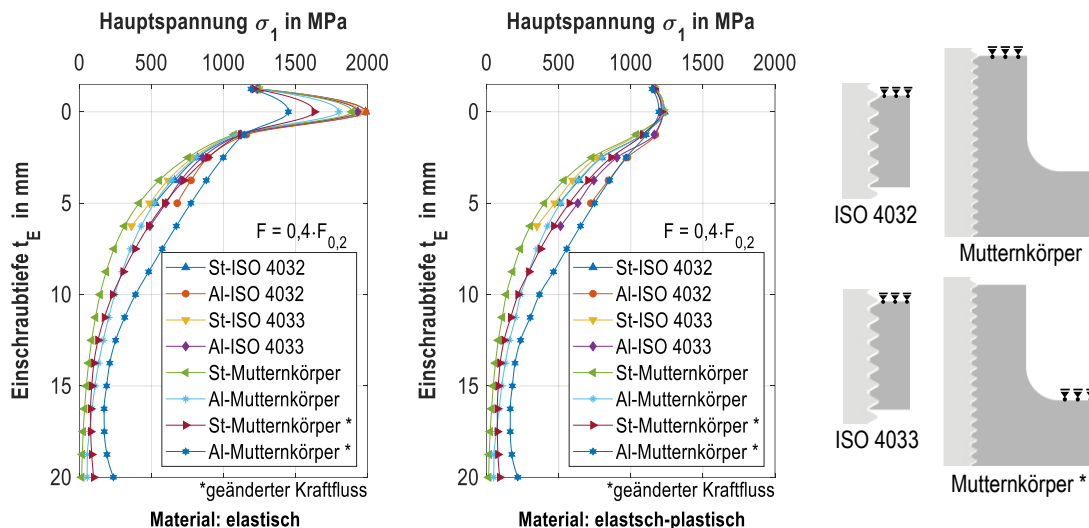


Abbildung 7.4: Spannungsverteilung im Schraubengewinde für rein elastisches und elastisch-plastisches Materialverhalten bei quasi-statischer Belastung für $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$

Die radiale Aufweitung des Mutterngewindes, insbesondere für Aluminiummutter, führt somit zu zwei Effekten. Die örtliche Beanspruchung wird größer und die resultierende Lastverteilung ist homogener. Im Vergleich der Mutterwerkstoffe ist die Spannungskonzentration im ersten tragenden Gewindegang der Schraube für Verbindungen mit Stahlmutterngewinde auch unter Berücksichtigung des plastischen Materialverhaltens größer, was durch die Ergebnisse der Ermüdungsversuche bestätigt wird.

Für den Vergleich des Einflusses der Einschraubtiefe ist unabhängig vom Mutterwerkstoff die Annahme bestätigt, dass durch eine erhöhte Anzahl von Gewindegängen zur Kraftübertragung die Beanspruchung der einzelnen Gewindegänge kleiner wird (vgl. **Tabelle 10.13, Anhang 10.6.1**).

Da die örtlichen Spannungen im ersten lastübertragenden Gewindegang aufgrund des Überschreitens der Fließgrenze und des plastischen Materialgesetzes annähernd von identischer Größe sind, wird nachfolgend der Vergleich der plastischen Hauptdehnungen dargestellt, **Abbildung 7.5**. Die Ergebnisse zeigen eine Abhängigkeit zur Einschraubtiefe und zum Mutterwerkstoff. Je größer die Anzahl der Gewindegänge im Eingriff ist, desto kleiner ist

die resultierende lokale plastische Dehnung unabhängig vom Mutterwerkstoff. Für die Berechnung mit Aluminiummutterngewinde ist die plastische Dehnung und die volumetrische Ausprägung des hochbeanspruchten Werkstoffbereichs im ersten tragenden Gewindegang der Schraube durchgängig kleiner als für die Kombination mit Stahlmutterngewinde. Die abgeleiteten Berechnungsergebnisse unterstützen und begründen weiterhin die experimentellen Ergebnisse der Ermüdungsversuche. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die dargestellten lokalen Beanspruchungen noch keine zyklische Belastung beinhalten, sondern eine Bewertung der Spannungsverteilung, der Verschiebung und der Dehnung bei monotoner Last sind.

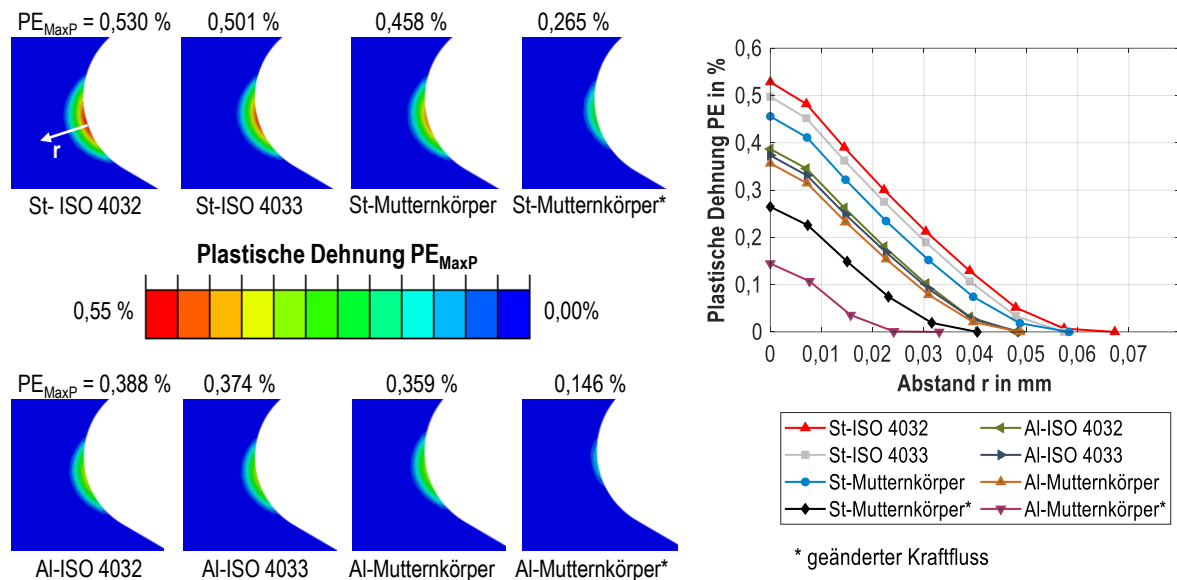


Abbildung 7.5: Plastische Dehnung im ersten tragenden Gewindegrund der Schraube für Stahl- und Aluminiummutterngewinde für die monotone Belastung $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$

7.1.2 Kerbformzahl und Stützwirkung

Neben den unterschiedlichen Spannungsverteilungen wird für die verschiedenen Schraube-Mutter-Konfigurationen als Vorstufe für die Bewertung der Beanspruchungen unter zyklischer Last jeweils die Kerbformzahl K_t (auch α_k bzw. α_k^*) aus dem Verhältnis der maximalen Hauptspannung im ersten tragenden Gewindegang und der Nennspannung gegenübergestellt (Bezugsfläche A_{d3}), **Abbildung 7.6**. Gegenüber der freien belasteten Kerbe ist die Spannungsüberhöhung für Schraubenverbindungen im Gewindegrund kräftegebunden und abhängig von der Lastverteilung. Die zu berechnenden Kenngrößen werden deshalb für verschiedene Vorspannkraft im Bereich $0,2 \cdot F_{0,2} \leq F_m \leq 0,8 \cdot F_{0,2}$ für linear-elastisches Materialverhalten verglichen.

Die berechneten Kerbformzahlen nehmen mit zunehmender Einschraubtiefe und Vorspannkraft tendenziell ab. Der Einfluss der Vorspannkraft ist vergleichsweise gering. Der Unterschied resultierend aus dem Mutterwerkstoff ist für große Einschraubtiefen prägnanter als für die Standardmutter (ISO 4032) und die hohen Mutter (ISO 4033). Insbesondere bestätigt sich der unter 7.1.1 gezeigte Einfluss des Kraftflusses auf die sich über die Einschraubtiefe einstellende Spannungsverteilung zusätzlich durch kleinere Kerbformzahlen (z. B. $K_{t, AIMK} = 3,66 \rightarrow K_{t, AIMK^*} = 3,08$). Die Spannungsverläufe der Hauptspannung vom Kerbgrund in Richtung des Schraubenkerns zeigen, dass der hochbeanspruchte Bereich unterschiedlich stark ausgeprägt ist. Die Quantifizierung dessen erfolgt über das bezogene Spannungsgefälle G_σ nach der FKM-Richtlinie [63]. Mithilfe der Stützziffer n_σ nach Siebel und Stieler [68] wird über den Zusammenhang zur Kerbformzahl (Gl. 2.7) jeweils die Kerbwirkungszahl β_k abgeleitet.

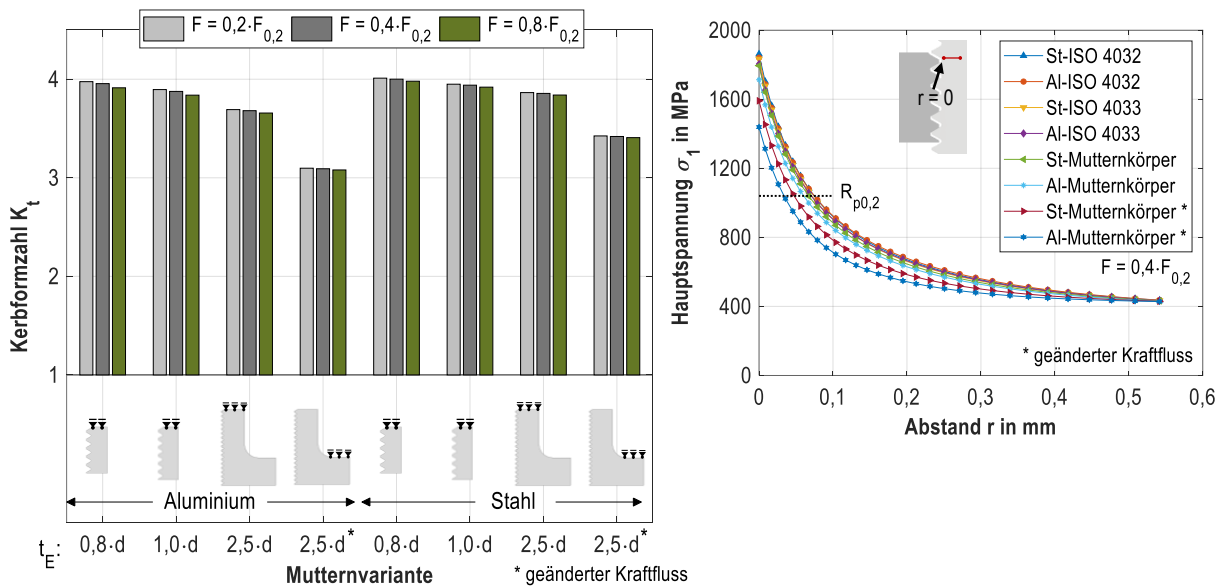


Abbildung 7.6: Kerbformzahlen und Spannungsverteilungen für Stahl- und Aluminiummuttervarianten ausgewertet für den ersten Gewindegang

Das bezogene Spannungsgefälle und die damit verbundene Stützwirkung werden größer mit zunehmender Einschraubtiefe, **Abbildung 7.7**. Durch den steileren Abfall der maximalen Beanspruchung der Schraube im ersten tragenden Gewindegang für Stahlmuttergewinde ist die Stützwirkung tendenziell größer. Unter Berücksichtigung der geringfügig größeren Kerbformzahlen gegenüber Verbindungen mit Aluminiummutter ist die resultierende Kerbwirkungszahl für Stahl entsprechend größer, was in Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen liegt (**Kapitel 6.3**).

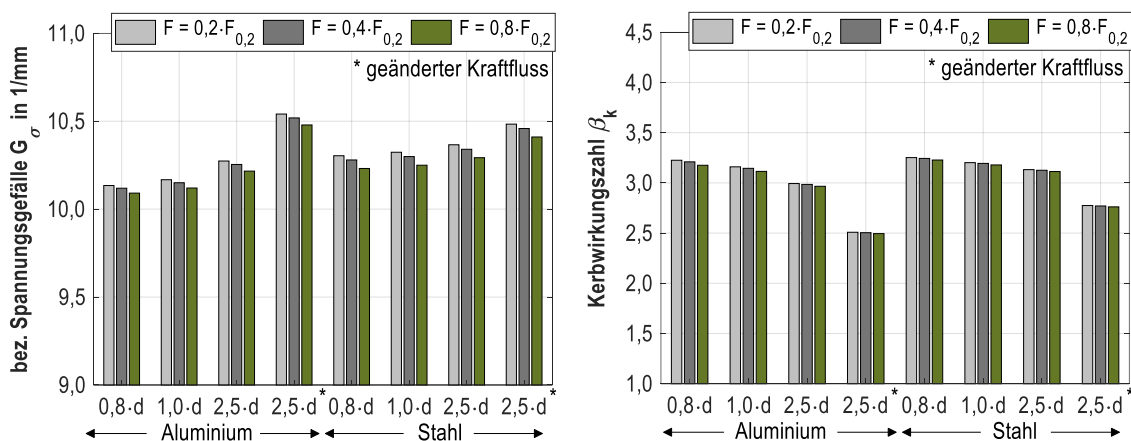


Abbildung 7.7: Bezogenes Spannungsgefälle G_σ (links) und Kerbwirkungszahl β_k (rechts) für unterschiedliche Muttervarianten, Werkstoffe und Vorspannkraften

Für eine rechnerische Bewertung der Lebensdauer und insbesondere für die Betrachtung überelastisch-vorbeanspruchter Prüfungen muss zusätzlich zu den linear-elastisch bestimmten Kennzahlen das plastische Materialverhalten berücksichtigt werden. In **Kapitel 7.2** werden Berechnungen für die Validierung der Hypothesen zur „veränderten Lastverteilung“ und „aus der inhomogenen Spannungsverteilung sich einstellende lastinduzierte Druckspannungen“ bei überelastischer Vorbelastung durchgeführt.

7.1.3 Validierungsversuche - Mutternauflager

Der Vergleich der berechneten Kerbformzahl, der Stützwirkung und der Kerbwirkungszahl unterstützt die unter **Kapitel 6.5** zur Interpretation der Versuchsergebnisse diskutierten Hypothesen. Die örtlichen Beanspruchungen reduzieren sich mit zunehmender Einschraubtiefe. Der Einfluss des Mutterwerkstoffs ist größer als der der Einschraubtiefe. Die Art der Krafteinleitung überwiegt Werkstoff und Einschraubtiefe, was durch unterschiedliche Randbedingungen für Berechnungen von Verbindungen in Kombination mit Mutterkörpern abgeleitet werden konnte. Zur Validierung werden für zwei Mittellastniveaus ($F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$ und $0,8 \cdot F_{0,2}$) jeweils fünf Mutterkörper mit der Einschraubtiefe $t_E = 2,5x_d$ mit stirnseitiger Krafteinleitung im unter **Kapitel 6.2** abgeleiteten Übergangsgebiet geprüft, **Tabelle 7.1**. Die ausgewählten Lasthorizonte mit $F_A = 3,6$ kN für $F_m = 7,38$ kN und $F_A = 2,6$ kN für $F_m = 29,52$ kN sind für die Versuche mit günstigerem Kraftfluss durchgehend mit Proben besetzt, die als Durchläufer für die Grenzwahrscheinlichkeit $N_G = 5 \cdot 10^6$ gewertet wurden.

Tabelle 7.1: Versuchsergebnisse der Validierungsversuche

Probe	Mittellast F_m in kN	Lastamplitude F_A in kN	Schwing- spielzahl N	Ergebnis
1	7,38	3,6	5000114	Durchläufer
2	7,38	3,6	484671	Bruch
3	7,38	3,6	774821	Bruch
4	7,38	3,6	5000109	Durchläufer
5	7,38	3,6	1526674	Bruch
1	29,52	2,5	1474500	Bruch
2	29,52	2,5	5000127	Durchläufer
3	29,52	2,5	5000117	Durchläufer
4	29,52	2,5	1117341	Bruch
5	29,52	2,5	5000129	Durchläufer



Die Stichprobenversuche bestätigen durch eine Bruchwahrscheinlichkeit von 60 % und 40 % den Einfluss des Kraftflusses, der aus den Berechnungsergebnissen abgeleitet wurde. Die geänderte Spannungsverteilung und die resultierenden örtlichen Beanspruchungen reduzieren die Lebensdauer und die Ermüdungsbeanspruchbarkeit. Die Versuche, die die Grenzwahrscheinlichkeit $N_G = 5 \cdot 10^6$ erreicht haben, zeigen über die Prüfdauer einen Abfall der Frequenz bis zu ca. 1 Hz, was ein Indikator für eine Vorschädigung ist. Die hohen Bruchlastspielzahlen belegen, dass das Belastungsniveau bereits im Übergangsgebiet liegt und die zu erwartende Höhe der dauerhaft ertragbaren Amplituden innerhalb eines Bereichs von ein bis zwei Stufensprüngen unterhalb der geprüften Last zu erwarten ist (hier: $\Delta F_A = 0,2$ kN). Gegenüber den kleineren geprüften Einschraubtiefen ($t_E = 0,8x_d$ und $1,0x_d$) unter **Kapitel 6** kann die Ermüdungsbeanspruchbarkeit der Schraube durch die Wahl größerer Einschraubtiefen somit auch bei gleichem Kraftfluss verbessert werden. Der Einfluss des Kraftflusses und die daraus resultierenden örtlichen Spannungen und Dehnungen müssen dennoch für die Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden.

7.2 Überelastische Vorbelastung

7.2.1 Freie belastete Kerbprobe

Der Einfluss einer überelastischen Vorbelastung unter Berücksichtigung der Gewindegröße wird zunächst an Einfachkerbproben ohne den Einfluss der Lastübertragung mit Kontakt (Gewindeverbindung) simuliert. Ziel ist der Nachweis der Hypothese 2 „Entstehung von lastinduzierten Druckeigenspannungen“. Daraus ergibt sich die Isolierung zwischen werkstoffmechanischen Mechanismen und der Überlagerung, die sich aus den Eigenschaften der kraftschlüssigen Schraubenverbindung ergeben. Zur Betrachtung des Größeneinflusses werden zwei Abmessungen, M8 und M16, modelliert. Die Geometrie der Kerbe entspricht der eines freien belasteten Gewindegangs einer Schraube. Bevor die überelastische Belastung simuliert wird, erfolgt der Vergleich der Kerbform-, Kerbwirkungszahl und der Stützwirkung zur Schraubenverbindung (**Kapitel 7.1.2**). Es ergeben sich für die Berechnung mit linear-elastischem Materialverhalten (CAX8-Elemente) folgende Ergebnisse, **Tabelle 7.2**:

Tabelle 7.2: Berechnete Kennwerte für Kerbproben und ausgewählte Schraube-Mutter-Verbindungen

Gewinde	K_t	G_σ in mm^{-1}	n_σ	β_k
M8-Kerbprobe	3,98	11,48	1,2398	3,21
M16-Kerbprobe	4,23	7,18	1,2123	3,49
M8-St4032	4,00	10,28	1,2332	3,24
M8-AIMK*	3,09	10,52	1,2346	2,50

Für die M16-Kerbprobe ist das berechnete bezogene Spannungsgefälle G_σ kleiner als für die M8-Kerbprobe, woraus eine geringere Stützwirkung hervorgeht. Durch die etwas höhere Kerbformzahl und die kleinere Stützwirkung ist die Kerbwirkung für die M16-Kerbprobe entsprechend größer. Mit zunehmender Gewindegröße nimmt die Kerbwirkung β_k zu (siehe Gl. 2.7, vgl. auch [4]). Der Vergleich zwischen M8-Kerbprobe und M8-Schraubenverbindung zeigt, dass die berechneten Kennwerte in gleicher Größenordnung sind. Die Stützwirkung für die Berechnung der freien Kerbe ist etwas größer. Der Wert G_σ ist für die Berechnung der freibestetzten Kerbe unabhängig von der Belastung (linear-elastisch). Für die Schraubenverbindung konnte bereits der Zusammenhang zur Lastverteilung und zur Höhe der Belastung für G_σ gezeigt werden. Die Muttervarianten Stahl-ISO 4032 und Aluminiummutterkörper (MK*) sind deshalb exemplarisch ausgewählt, um den Bereich von G_σ in Abhängigkeit der Schraube-Mutter-Konfiguration abzubilden.

Ein Unterschied liegt in der Orientierung der maximalen Beanspruchung, die bei der Kerbprobe symmetrisch zur Kerbe und senkrecht zu größten Hauptspannung ($\sigma_1 = \sigma_{22}$) vorliegt und für die Schraube-Mutter-Verbindung durch die Kraftübertragung über den Kontakt vom Kerbgrund um ca. 30 ° nach unten gedreht ist, **Abbildung 7.8**.

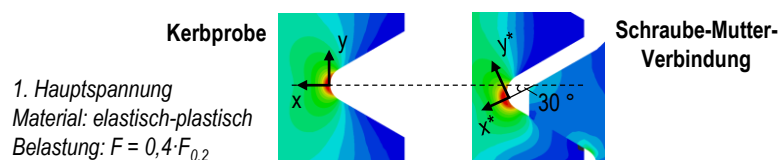


Abbildung 7.8: Orientierung des höchst beanspruchten Bereichs für die Kerbprobe und die Schraubenverbindung

Die Bewertung der Stützziffer mit einem lokalen Koordinatensystem, das tangential zur 1. Hauptspannung angelegt wird, zeigt für die Schraubenverbindung mit Stahlmutter keine signifikante Änderung mit $n_\sigma^* = 1,2373$ ($\beta_k^* = 3,23$).

Nach der Betrachtung des elastischen Materialverhaltens erfolgt die Berechnung der freien Kerbe mit Vorbelastung. Die Berechnung der überelastischen Vorbelastung muss ein plastisches Materialmodell berücksichtigen. Das plastische Verhalten wird analog zur in **Kapitel 7.1.1** beschriebenen Vorgehensweise implementiert. Die Simulation erfolgt in zwei Berechnungsschritten mit der Vorbelastung $F_{\text{Step 1}}$ und der Entlastung $F_{\text{Step 2}}$. Die Vorbelastung entspricht den Kräften der experimentellen Versuche mit 38 kN für M8 und 170 kN für M16. Die Entlastung erfolgt analog zu den Versuchen mit Schrauben im Bereich von $0,2 \cdot F_{0,2} \leq F_{\text{Step 2}} \leq 0,8 \cdot F_{0,2}$ sowie auf $F_{\text{Step 2}} = 0$ kN, die dem Beanspruchungszustand der ausgebauten Proben entspricht, die für die Eigenspannungsmessungen der vorbelasteten Schrauben verwendet wurden (**Kapitel 6.4.2.3**).

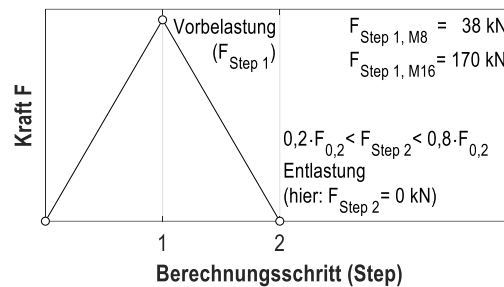


Abbildung 7.9: Zwei Berechnungsschritte - überelastische Vorbelastung ($F_{\text{Step 1}}$) und Entlastung ($F_{\text{Step 2}}$)

Die Berechnungsergebnisse bestätigen die Hypothese, dass durch eine überelastische Vorbelastung und anschließender Entlastung ein lastinduzierter Druckeigenspannungszustand im Kerbgrund resultiert. In Abhängigkeit zur Höhe des Entlastungsniveaus ($F_{\text{Step 2}}$) unterscheidet sich der lokale Spannungs- und Dehnungszustand und die geometrische Ausprägung des entsprechend beanspruchten Werkstoffbereichs, **Abbildung 7.10**. Je größer die Entlastung ist, desto größer ist das Druckspannungsfeld um den bei der Vorbelastung stark plastifizierten Kerbgrund.

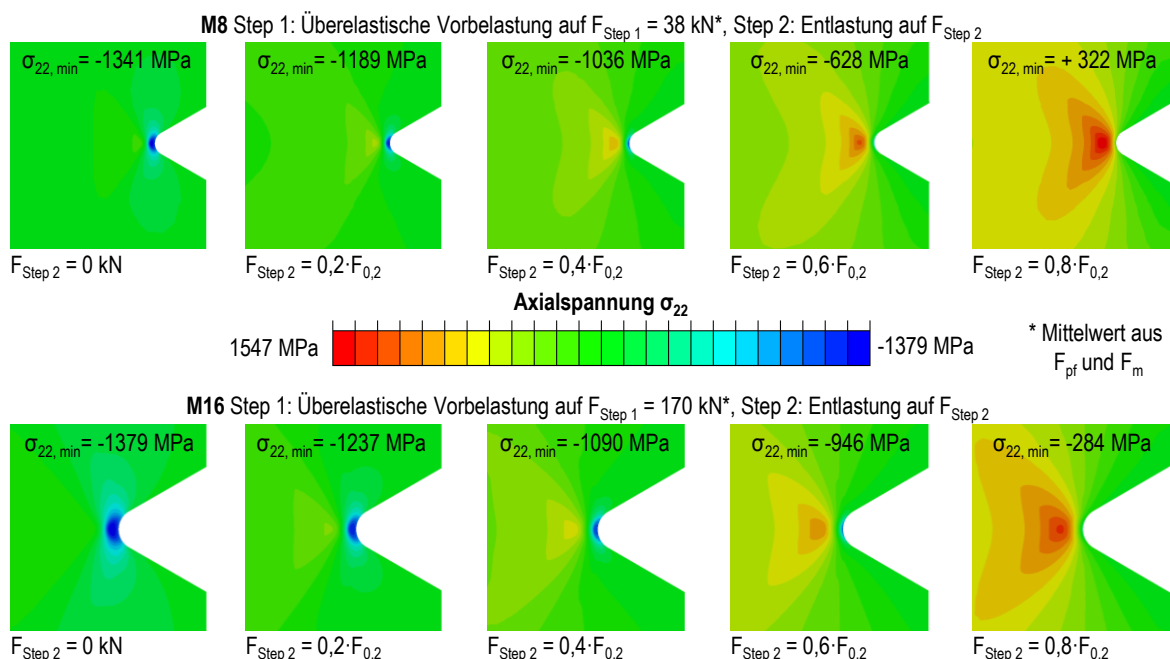


Abbildung 7.10: Axialspannung σ_{22} für unterschiedliche Entlastungen nach überelastischer Vorbelastung für M8 und M16

Beträgt das Entlastungsniveau $F_{\text{Step 2}} = 0,8 \cdot F_{0,2}$, können rechnerisch für die kleine Abmessung (M8-Kerbprobe) keine Druckeigenspannungen nachgewiesen werden. Infolge der aufrecht erhaltenen hohen Zugbelastung ist der

Unterschied des elastischen Rückfederpotentials nicht ausreichend, um die Beanspruchung in den Druckspannungsbereich zu verschieben. Infolge der Vorbelastung setzt durch die plastische Verformung eine Spannungsumlagerung ein, die dennoch zu einer deutlichen Reduzierung der lokalen Beanspruchung im Randbereich führt, wie der Vergleich des Axialspannungsverlaufs nicht vorbelasteter Proben zeigt, **Abbildung 7.11**.

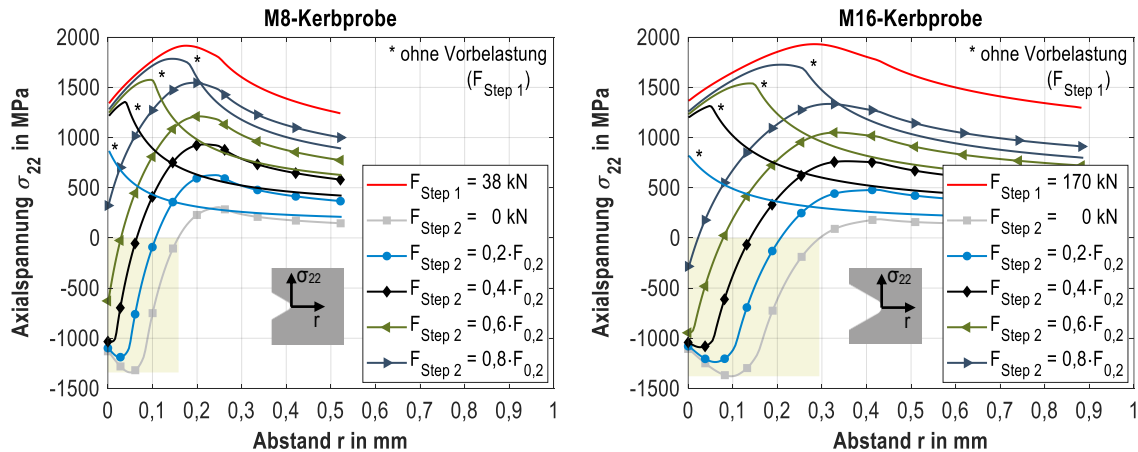


Abbildung 7.11: Berechnete Axialspannungsverläufe für M8- und M16-Kerbproben mit und ohne überelastische Vorbelastung (elastisch-plastisches Materialverhalten, zwecks Übersicht reduzierte Markeranzahl)

Die Berechnungen ohne Vorbelastung (*) stellen Ergebnisse dar, die ohne den Berechnungsschritt 1 ($F_{\text{Step } 1}$) simuliert werden und die Kerbprobe direkt auf das jeweilige Belastungsniveau $F_{\text{Step } 2}$ belastet wird. Die resultierenden Axialspannungsverläufe zeigen in Gegenüberstellung der M8- und M16-Kerbproben sowohl für die vorbelasteten als auch die nicht vorbelasteten Varianten den Einfluss der Kerbgröße. Die M8-Kerbe ist durch ein größeres Spannungsgefälle charakterisiert, mit entsprechend größerer Stützwirkung (vgl. **Tabelle 7.2**). Der Bereich des hochbeanspruchten Werkstoffvolumens ist kleiner ausgeprägt.

Die Vorüberlegungen anhand der Kerbproben mit freiem belastetem Gewinde können die Hypothesen bezüglich der lastinduzierten Druckeigenspannungen und der Abhängigkeit zur Höhe des Entlastungsniveaus nach der Vorbelastung (Mittellastabhängigkeit) bestätigen. Nachfolgend wird die Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf die Schraube-Mutter-Verbindung mit Kraftübertragung durch Kontakt und die **resultierende Lastverteilung** bewertet.

7.2.2 Schraube-Mutter-Verbindung

Die Berechnung der Schraube-Mutter-Verbindung mit überelastischer Vorbelastung erfolgt für die Muttervariante „Stahl - ISO 4032“ entsprechend der für die Kerbprobe gezeigten Vorgehensweise. Im ersten Schritt erfolgt der Vergleich des sich einstellenden Axialspannungsverlaufs im ersten tragenden Gewindegang für eine axial erzeugte überelastische Vorbelastung mit anschließender Entlastung auf elastische Kraftniveaus im Bereich $F = 0,2\text{--}0,8 \cdot F_{0,2}$. Die Belastungen entsprechen den im experimentellen Versuch aufgebrauchten Mittellasten, die als axiale Vorspannung durch den Resonanzpulsler aufgebracht wurden. Im Vergleich sind berechnete Varianten dargestellt, die ohne Vorbelastung direkt auf die verschiedenen Kraftniveaus belastet werden, **Abbildung 7.12**. Die berechneten Spannungen zeigen qualitativ den gleichen Verlauf wie für die freie belastete Kerbprobe ohne Lastübertragung über die Kontaktflächen. In Abhängigkeit der Höhe des Entlastungsniveaus stellt sich ein Druckeigenspannungsbereich ein, der in der Höhe und geometrischen Ausbreitung (in Richtung Schraubenkern) mit größerer Entlastung stärker ausgeprägt ist.

Gegenüber der Kerbprobe sind für die Schraube-Mutter-Verbindungen die maximalen Beanspruchungen in den lastübertragenden Gewindegründen um ca. 30 ° nach unten geneigt, was dem Rissinitiationsort unter ermüdender Last entspricht [46], (**Abbildung 7.8**).

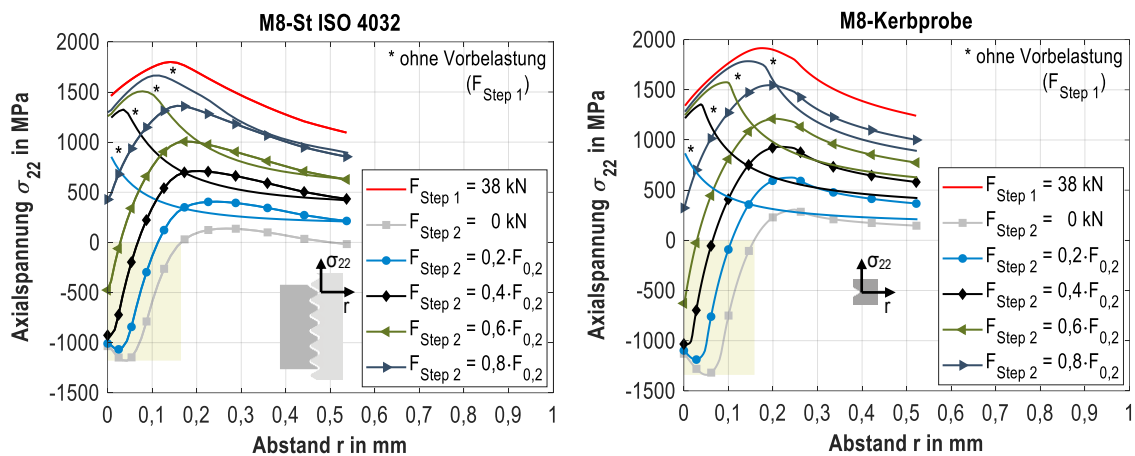


Abbildung 7.12: Axialspannungsverlauf im ersten tragenden Gewindegang der Schraube-Mutter-Verbindung (links) und der Kerbprobe (rechts), elastisch-plastisches Materialverhalten. (zwecks Übersicht reduzierte Markeranzahl)

In einem zweiten Schritt wird in Form von drei Lastzyklen die lokale Beanspruchung bei ermüdender Belastung für die Schraube-Mutter-Verbindung mit und ohne überelastischer Vorbelastung betrachtet. Die Entlastung für vorbelastete Proben erfolgt auf das Lastniveau $F_{\text{Step 2}} = 0,4 \cdot F_{0,2}$. Es werden jeweils drei Lastamplituden F_A simuliert, deren Höhe sich an den experimentellen Ergebnissen der Ermüdungsversuche orientiert und die Bereiche der Zeitfestigkeit und des Übergangsgebiets abdecken. Für die Bewertung wird der sich einstellende Axialspannungsverlauf im ersten lastübertragenden Gewinde und die lokale Spannungs-Dehnungs-Hysterese an der höchstbeanspruchten Stelle ausgewertet. Für das Auslesen der Hysterese wird ein lokales Koordinatensystem eingeführt, das tangential zum höchstbeanspruchten Knoten (maximale Dehnung) angesetzt wird, **Abbildung 7.13**. Die y^* -Richtung entspricht der axialen Richtung 22, die für die Auswertung der Spannung ausgewählt wird.

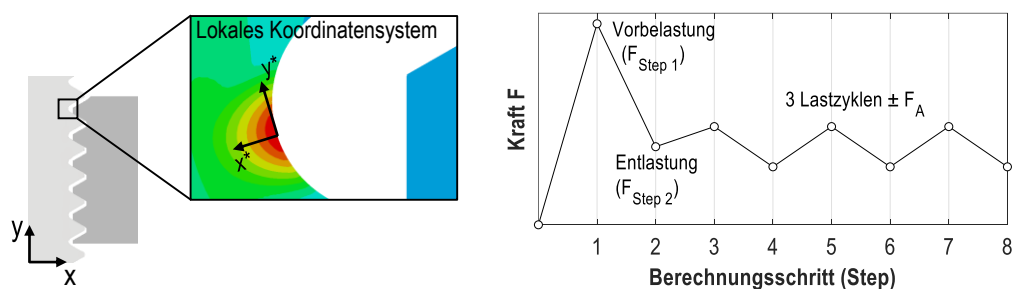


Abbildung 7.13: Einführung eines lokalen Koordinatensystems und Berechnungsschritte (Lastzyklen)

Die Berechnungsergebnisse werden beispielhaft für die Mittellast $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$ und die Lastamplitude $F_A = 5,13 \text{ kN}$ diskutiert. Die weiteren Ergebnisse sind in **Anhang 10.6.2** aufgeführt. Der Verlauf der Axialspannung, dargestellt für den ersten tragenden Gewindegang, stabilisiert sich für die überelastisch vorbeanspruchte Variante nach dem zweiten Lastzyklus, **Abbildung 7.14**. Im nahen Randbereich liegen nach Aufbringen der global zugschwellenden Lastamplitude weiterhin Druckspannungen vor, die sich bei Erreichen der Oberlast $F_o = F_m + F_A$ zu geringen Zugspannungen verschieben. Die Axialspannung der nicht vorbelasteten Variante ist bereits nach dem ersten Lastzyklus stabilisiert und liegt im Bereich hoher Zugspannungen bis zur Überschreitung der Streckgrenze.

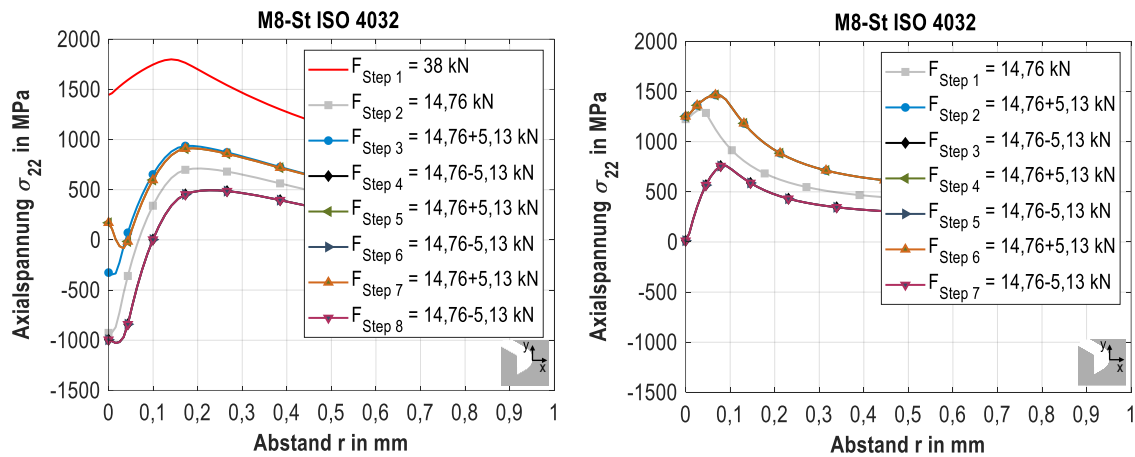


Abbildung 7.14: Axialspannungsverlauf im 1. tragenden Gewinde mit und ohne Vorbelastung, $F_A = 5,13 \text{ kN}$, $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$

Für die Betrachtung der Spannungs-Dehnungs-Hysterese nach der zyklischen Belastung wird die Axialspannung σ_{22}^* und die logarithmische Dehnung LE_{22} (ϵ_{22}^*) im lokalen Koordinatensystem ausgewertet. Der Vergleich zeigt eine Verschiebung der Hysterese infolge der überelastischen Vorbelastung. Die Lage nach der Entlastung und der zyklischen Belastung führt zu einer lokalen Mittelspannung im Druckbereich ($\sigma_m^*, \ddot{U}E = -407 \text{ MPa}$ im Vergleich zu $\sigma_m^*, \text{ ohne } \ddot{U}E = 600 \text{ MPa}$), **Abbildung 7.15**.

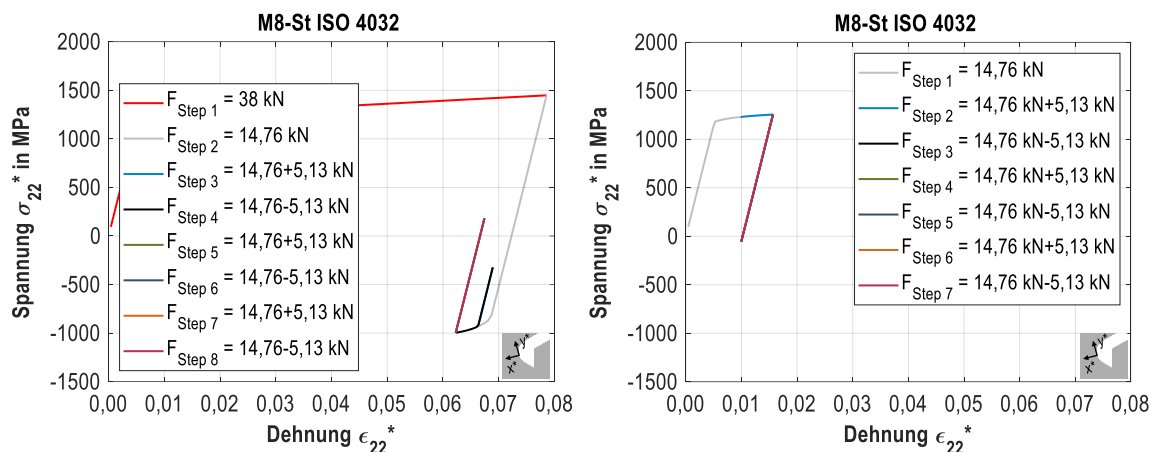


Abbildung 7.15: Lokale Spannungs-Dehnungs-Hysterese mit (links) und ohne (rechts) überelastischer Vorbelastung

Aufgrund der hohen Dehnung ($\epsilon_{22}^* = 8\%$ bei $F = F_{\max} = 38 \text{ kN}$), die durch die Vorbelastung begründet ist, wird bereits ein hoher Anteil des Fließvermögens aufgebraucht (Bruchdehnung ca. 12%). Die lokale Beanspruchung wird für die Lebensdauerberechnung in Form von Schädigungsparametern wie z. B. P_{SWT} oder P_J ausgedrückt. Für die Vorgehensweise zur Berechnung von Gewindeverbindungen nach dem örtlichen Konzept wird auf die Arbeit von SCHNEIDER [64] verwiesen.

Im Versuch tritt für diese Beanspruchung der nicht vorbelasteten Varianten Schraubenbruch im Zeitfestigkeitsbereich bei durchschnittlich $N_B = 48227$ Lastwechsel auf. Für die vorbelastete Variante ergeben sich bei sechs Versuchen vier Brüche mit durchschnittlich $N_B = 729810$ Lastwechseln und zwei Durchläufer. Für das gezeigte Beispiel ergibt sich der Schädigungsparameter P_{SWT} nach **Gl. 2.8 (Kapitel 2.2.2)** $P_{\text{SWT}} = 846 \text{ MPa}$ und mit Vorbelastung $P_{\text{SWT}} = 312 \text{ MPa}$. Für die Betrachtung der Lebensdauer über Schädigungsparameter wird auf den **Ausblick in Kapitel 9** verwiesen.

Im Ermüdungsversuch wurde eine starke Mittellastabhängigkeit für überelastisch vorbelastete Verbindungen festgestellt. Ergänzend zu den bereits diskutierten Axialspannungsverläufen im ersten tragenden Gewindegang in Abhängigkeit des Entlastungsniveaus (**Abbildung 7.12**), wird zusammenfassend die Lage der Hysterese für verschiedene Mittellasten mit und ohne überelastischer Vorbelastung gegenübergestellt, **Abbildung 7.16**.

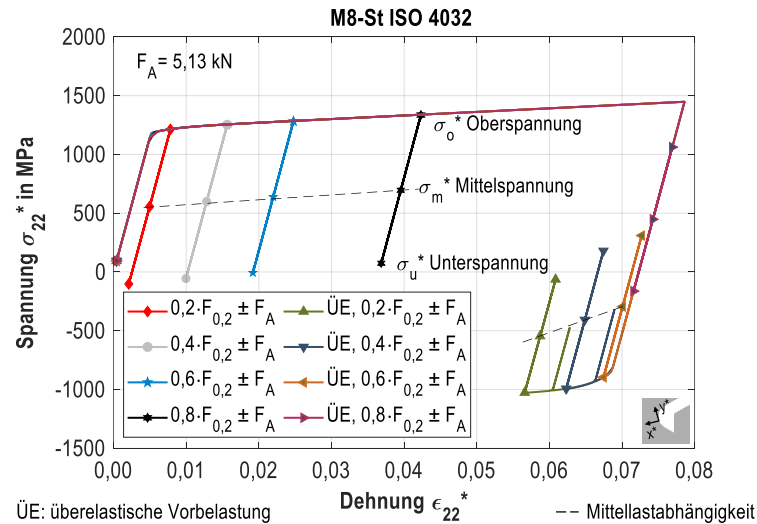


Abbildung 7.16: Berechnete lokale Spannungs-Dehnungs-Hysteresen mit und ohne überelastischer Vorbelastung für verschiedene Mittellasten im Bereich $0,2 \cdot F_{0,2} \leq F_m \leq 0,8 \cdot F_{0,2}$ nach drei Lastzyklen mit $F_A = 5,13 \text{ kN}$

Die dargestellten Markierungen (z. B. ♦) beschreiben die Umkehrpunkte der Hysterese des 3. Lastzyklus (lokale Oberspannung σ_o^* und Unterspannung σ_u^*) sowie die lokale Mittelspannung σ_m^* . Die äußere Nennbeanspruchung ist als Mittellast im Bereich von $0,2 \cdot F_{0,2}$ bis $0,8 \cdot F_{0,2}$ und der Lastamplitude $F_A = 5,13 \text{ kN}$ bezeichnet.

Je größer die globale aufgebrachte Mittellast ist, desto größer ist die lokale Mittelspannung und die Hysterese verschiebt sich zu größeren Dehnungen. Die Lage der lokalen Spannungs-Dehnungs-Hysteresen beschreibt die geringe Mittellastabhängigkeit für nicht vorbelastete Verbindungen. Die Verschiebung zu höheren lokalen Mittelspannung mit zunehmender Vorspannung ist weniger stark, als die Lageverschiebung für überelastisch vorbelastete Varianten (-). Damit lässt sich die leicht abnehmende Ermüdungsbeanspruchbarkeit mit zunehmender Vorspannung der Schraube für elastisch vorgespannte Varianten und die starke Mittellastabhängigkeit überelastisch vorbeanspruchter Varianten begründen. Mit zunehmender Entlastung nach der Vorbeanspruchung verschiebt sich die Hysterese weiter in den Druckspannungsbereich. Die experimentell bestimmten Ermüdungsbeanspruchbarkeiten bestätigen die Berechnungsergebnisse. Für eine größere Entlastung nach der überelastischen Vorbelastung wurden größere ertragbare Amplituden abgeleitet. Die berechneten Spannungs-Dehnungs-Hysteresen für weitere Belastungsamplituden sind in **Anhang 10.6.2** dargestellt.

Neben dem Einfluss auf den lokalen Beanspruchungszustand im ersten tragenden Gewindegang, bestimmt das Entlastungsniveau (Mittellast) auch die resultierende Lastverteilung im Gewindeeingriff. Anhand der lokalen maximalen Dehnungen der höchstbeanspruchten Knoten und den jeweils zugehörigen Axialspannungen, erfolgt die Darstellung der **Lastverteilung** über die Einschraubtiefe, **Abbildung 7.17**. Die Berechnungsergebnisse, die nach drei Lastzyklen mit der Lastamplitude $F_A = 5,13 \text{ kN}$ für die Mittellastniveaus von $0,2 \cdot F_{0,2}$ bis $0,8 \cdot F_{0,2}$ mit und ohne Vorbelastung (ÜE) berechnet wurden, sind gegenübergestellt.

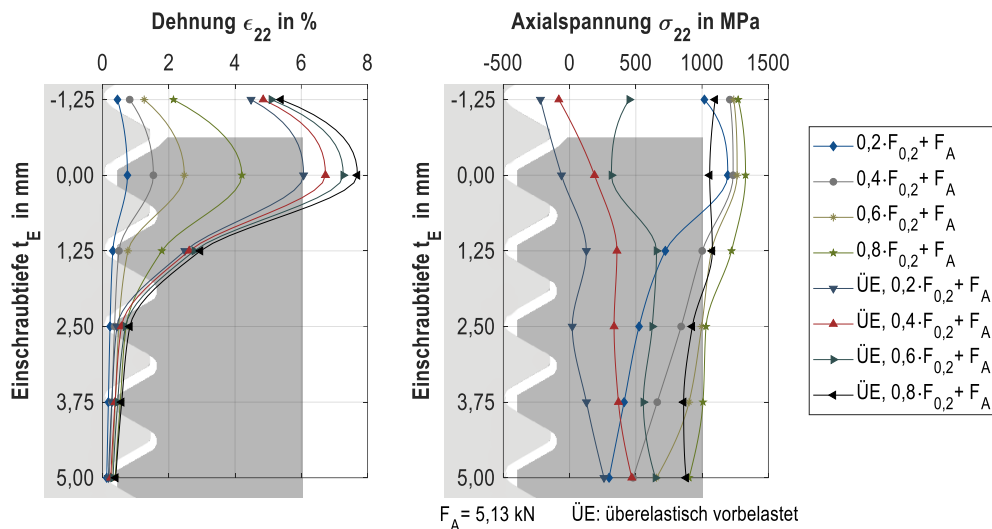


Abbildung 7.17: Dehnungs- und Spannungsverteilung mit und ohne überelastischer Vorbelastung für die Berechnung von drei Lastzyklen und verschiedene Mittellasten (elastisch-plastisches Materialverhalten)

Die Lastverteilung wird mit zunehmender Mittellast in Form des gezeigten Spannungsverlaufes gleichmäßiger. Für die nicht vorbelasteten Varianten nimmt der Spannungsgradient über die Einschraubtiefe von der kleinsten berechneten Mittellast $F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$ (♦) zur größten (★) $F_m = 0,8 \cdot F_{0,2}$ deutlich ab. Der erste lastübertragende Gewindegang bleibt am höchsten beansprucht, was insbesondere anhand der großen Dehnung an dieser Stelle zu sehen ist. Die Varianten mit überelastischer Vorbelastung (▼, ▲, ►) kennzeichnet im Vergleich jeweils eine ausgeprägte Entlastung des ersten tragenden Gewindegangs. Das Niveau der Spannungen liegt entsprechend der vorherigen Betrachtungen (**Abbildung 7.12**) unterhalb der nicht vorbelasteten Varianten. Ursächlich sind die lastinduzierten Druckeigenspannungen und die starke plastische Verformung im ersten tragenden Gewinde. Die Dehnungen sind folglich deutlich größer und führen zu der bereits beschriebenen Verschiebung der lokalen Spannungs-Dehnungs-Hysteresen. Für die vorbelasteten Varianten kann für kleine Mittellasten (hier bis $\leq 0,6 \cdot F_{0,2}$) ein Anstieg des Spannungsverlaufs mit zunehmender Einschraubtiefe festgestellt werden. Die Begründung liegt in der durch die Lastverteilung bestimmten unterschiedlichen Beanspruchung der Gewindegänge. Die tiefer liegenden Gewindegänge (4 und 5) werden bei der Vorbelastung nicht überelastisch beansprucht, wodurch nach der Entlastung keine Verschiebung in den Druckspannungsbereich der lokalen Spannungen für diese Gewindegänge erfolgt.

In [89] wurde über die Auswertung der Kontaktspannungen gezeigt, dass abhängig von der Größe der Entlastung und der aufgebrachten Betriebslast in Form der Lastamplitude im ursprünglich ersten lastübertragenden Gewindegang kein Kontakt vorliegt. Durch die überelastische Vorbelastung entsteht eine starke plastische Verformung der Mutter, die bei ausreichender Entlastung (besonders für niedrige Mittellasten $F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$ und $0,4 \cdot F_{0,2}$) dazu führt, dass sich die höchst beanspruchte Stelle weg vom ursprünglich ersten tragenden Gewindegang in die darauffolgenden Gewindegänge verschieben kann. Die Berechnungsergebnisse begründen die in **Kapitel 6.3** gezeigten Brüche im zweiten Gewindegang für überelastisch vorbelastete Varianten, die im Ermüdungsversuch mit niedrigen Mittellasten geprüft wurden, siehe **Abbildung 6.10**. Die Lastverteilung in Form der gezeigten Spannungs- und Dehnungsverläufe über die Einschraubtiefe ist ergänzend für den Zustand ohne zyklische Belastung, unter Berücksichtigung des elastisch-plastischen Materialverhaltens, für verschiedene Mittellasten mit und ohne Vorbelastung in **Anhang 10.6.2** gegenübergestellt, **Abbildung 10.83**.

7.3 Schlussfolgerung und Fazit

Mithilfe der numerischen Simulation können vergleichend für die unterschiedlichen Schraube-Mutter-Konfigurationen (vers. Einschraubtiefen und Mutterwerkstoffe) Tendenzen unterschiedlicher Kenngrößen abgeleitet werden, die in sehr guter Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen der Ermüdungsversuche stehen. Die Berechnung der Spannungsverteilung und der lokalen Beanspruchung (Spannungs-Dehnungs-Hysteresse) trägt zu einem erhöhten Verständnis für die Gewichtung der Einflussfaktoren auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit der Schraube bei. Die Spannungsverteilung unter Berücksichtigung des elastisch-plastischen Materialverhaltens, das über eine bilineare Approximation der Fließkurve in ABAQUS mit kinematischer Verfestigung implementiert wurde, zeigt eine Abhängigkeit zur Einschraubtiefe und zum Mutterwerkstoff. Die Schraubenbeanspruchung, in Form der 1. Hauptspannung und der lokalen Dehnung, insbesondere im ersten lastübertragenden Gewindegang, reduziert sich für Aluminium- gegenüber Stahlmuttern und mit zunehmender Anzahl lastübertragender Gewindegänge bei größerer Einschraubtiefe. Die zusammenfassende Darstellung der prozentualen Verteilung der 1. Hauptspannung bestätigt die Hypothese der besseren Lastverteilung für nachgiebigere Mutterwerkstoffe und erhöhte Einschraubtiefen, **Abbildung 7.18**.

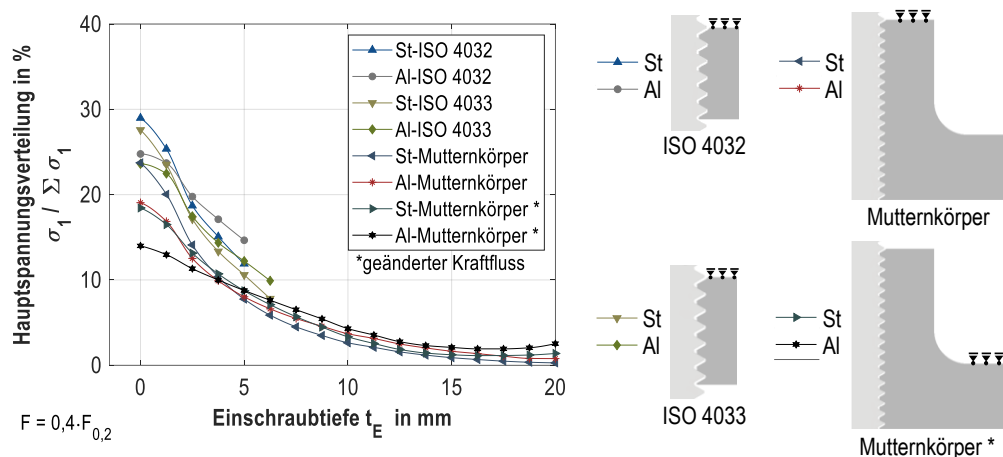


Abbildung 7.18: Prozentuale Verteilung der 1. Hauptspannung für verschiedene Einschraubtiefen und Mutterwerkstoffe (elastisch-plastisches Materialverhalten, Schraube: M8x70/30-10.9)

Ein großer Einfluss auf die resultierenden Beanspruchungen erfolgt aus der Position der Auflagerbedingung des Mutterkörpers, die mit einer Änderung des Kraftflusses verbunden ist. Erfolgt die Abstützung nicht stirnseitig wie für Sechskantmuttern, sondern über den unteren Absatz des Mutterkörpers, können die Spannungen und Dehnungen im ersten lastübertragenden Gewindegang deutlich reduziert werden (Mutterkörper *). Der Vergleich des Dehnungszustandes im ersten lastübertragenden Gewindegang unterstützt zudem die weitere Annahme, dass mit zunehmender Einschraubtiefe die Beanspruchung im Gewindegrund reduziert wird.

Anhand der Berechnungen mit linear-elastischem Materialverhalten wurden Kenngrößen abgeleitet (Kerbformzahl K_t , bezogenes Spannungsgefälle G_σ , Stützziffer nach Siebel und Stieler n_σ , Kerbwirkungszahl β_k), die die Interpretation der Ermüdungsergebnisse unterstützen und weiterführend für die Berechnung der Lebensdauer bei Berücksichtigung des elastisch-plastischen Materialverhaltens eingesetzt werden können (z. B. nach SCHNEIDER [64]). Die Spannungsüberhöhung und das bezogene Spannungsgefälle im ersten Gewindegang der Schraube sind für Verbindungen mit Stahlmutterngewinde größer als mit Aluminiummutterngewinde. Daraus ergibt sich eine hö-

here Kerbwirkung bei vergleichbaren Stützziffern n_D . Mit zunehmender Einschraubtiefe reduziert sich die berechnete Kerbformzahl, da durch die größere Anzahl lastübertragender Gewindegänge die Spannungskonzentration durch die zu übertragende Last reduziert wird. Dieser Effekt ist für Aluminium größer als für Stahl, da infolge der höheren Nachgiebigkeit die nach dem ersten lastübertragenden Gewindegang folgenden Gewinde im Vergleich zu Stahl höher beansprucht sind. Dadurch können die im Versuch höheren Ermüdungsbeanspruchbarkeiten der Schraube bei Prüfung mit Aluminiummutterngewinde mit geringerer Kerbwirkung begründet werden. Der beschriebene Einfluss des Mutterauflagers auf die lokalen Beanspruchungen spiegelt sich ebenfalls auf die linear-elastische Berechnung der Kerbform- und Kerbwirkungszahl signifikant wieder und ist in guter Übereinstimmung mit den experimentellen Beobachtungen aus den durchgeführten Ermüdungsversuchen, (vgl. **Kapitel 6, Abbildung 6.11**). Die berechneten Kenngrößen zeigen eine geringe Abhängigkeit zur Belastungshöhe F , welche in dem Bereich $0,2 \cdot F_{0,2} \leq F \leq 0,8 \cdot F_{0,2}$ variiert wurde. Für hohe Belastungen werden infolge der geringfügig verbesserten Lastverteilung entsprechend kleinere Kerbform- und Kerbwirkungszahlen berechnet. Der Einfluss der Mittellast ist geringer als die Einflüsse aus Einschraubtiefe und Mutterwerkstoff. Für die Interpretation der Ermüdungsergebnisse muss zusätzlich zu den berechneten Kennzahlen die Lage der örtlichen Spannungs-Dehnungs-Hysteresse unter elastisch-plastischem Materialverhalten hinzugezogen werden, um insbesondere den Einfluss der Mittellast richtig zu bewerten. Für höhere Vorspannkräfte treten infolge der hohen Kerbwirkung sehr große lokale Dehnungen auf, die die örtliche Hysteresse nah in den Bereich der Bruchdehnung verschieben. Gegenüber kleineren Vorspannkräften ist somit bereits ein großer Anteil des Fließvermögens aufgebraucht. Dies führt zu kleineren übertragbaren Kraftamplituden unter ermüdender Last. Dazu ist zweckmäßig gegenüber den bisherigen Betrachtungen in **Anhang 10.5.4** nicht die Lastamplitude, sondern die Oberlast F_o über der Mittellast aufgetragen, um die Gesamtbeanspruchung der Schraube zu vergleichen.

Die werkstoffmechanischen Effekte, die bei **überelastischer Vorbelastung** erfolgen, wurden zunächst an Einfachkerbproben ohne den Einfluss der Kraftübertragung durch Kontakt, der bei der Schraube-Mutter-Verbindung vorliegt, untersucht. Durch die hohe Kerbwirkung ($K_t = 4$) tritt eine Spannungsumlagerung durch plastische Verformung ein, die bei Entlastung durch die inhomogene Spannungsverteilung über den Querschnitt zu lastinduzierten Druckeigenstressungen im Kerbgrund führt. Je größer die Entlastung ist, desto größer sind die resultierenden Druckspannungen und Verformungen im hochbeanspruchten Werkstoffbereich. Die experimentell festgestellte Mittellastabhängigkeit der Ermüdungsbeanspruchbarkeit bestätigt diesen Zusammenhang zur Höhe des Entlastungsniveaus.

Für nicht vorbelastete Proben zeigt sich ein leichter Anstieg der lokalen Mittelspannung mit zunehmender Nennmittelspannung. Infolge der hohen Kerbwirkung setzt insbesondere im ersten tragenden Gewindegang eine plastische Verformung ein. Die Lageverschiebung der Hysteresse resultiert daher aus der mit der Höhe der Vorspannung ansteigenden Dehnung, die sich unmittelbar in der Betrachtung von Schädigungsparametern widerspiegelt (siehe **Ausblick in Kapitel 9**). Für die Standardkonfiguration der Stahlschraube gepaart mit der Standardmutter aus Stahl ist die vereinfachte Annahme der Mittelspannungsunabhängigkeit für die Ermüdungsbeanspruchbarkeit, wie in der VDI-Richtlinie 2230 dokumentiert, somit nachvollziehbar. In **Kapitel 7.1** wurde anhand der lokalen Beanspruchung

und der berechneten Kenngrößen (Spannungsgefälle, Stützziffer, Kerbform- und Kerbwirkungszahl) die Abhängigkeit zur Einschraubtiefe und zum Werkstoff bestimmt, die mit zunehmender Vorspannkraft (Mittellast) stärker ausgeprägt ist. Die Mittellastabhängigkeit ist auch für die Standardverbindung besonders stark ausgeprägt, wenn die Abhängigkeit der Lastverteilung lokal vorlastinduzierten Druckeigenstressungen überlagert wird. Die Betrachtung der Hysteresenlage bei überelastischer Vorbelastung auf Basis der örtlichen Beanspruchungen begründet die resultierende Ermüdungsbeanspruchbarkeit. In Abhängigkeit des Entlastungsniveaus liegt die Hysterese im Druck- oder Zugspannungsbereich. Für die Anwendbarkeit eröffnet sich die Fragestellung des Mindestentlastungsniveaus. Die sich einstellende Schädigung, die zum Ermüdungsversagen führt, hängt von der Lage der örtlichen Hysterese (Mittelspannung / -dehnung) und von der Höhe der örtlichen Spannungs- und Dehnungsamplitude ab, die sich aus den Betriebslasten ergeben. Die bisherigen Simulationsergebnisse zeigen am Beispiel der hohen Lastamplitude $F = 5,13 \text{ kN}$ für überelastisch vorbeanspruchte Verbindungen, dass sich für Mittellasten $F_m \leq 0,6 \cdot F_{0,2}$ lokale Druckmittelspannungen ergeben. Für die hohe Mittellast $F_m = 0,8 \cdot F_{0,2}$ ist die erzielbare Verbesserung durch überelastische Vorbelastung gegenüber größeren Entlastungsniveaus aufgrund der örtlichen Beanspruchungen bereits stark reduziert. Zusätzlich zu den bisherigen Betrachtungen wurde deshalb das Mittellastniveau $F_m = 0,7 \cdot F_{0,2}$ simuliert. Die sich einstellende lokale Mittelspannung liegt nicht mehr im Druckbereich ($\sigma_m = 13 \text{ MPa}$), woraus sich ein deutlich höherer Schädigungseinfluss ergibt, was der Vergleich der Schädigungswerte $P_{\text{SWT}, 0,6 \cdot F_{0,2}} = 412 \text{ MPa}$ und $P_{\text{SWT}, 0,7 \cdot F_{0,2}} = 587,5 \text{ MPa}$ zeigt.

Zusammenfassend unterstützt die numerische Simulation der Lastverteilung in Abhängigkeit der Einschraubtiefe, des Mutterwerkstoffs und des Belastungsniveaus (Mittellast und Betriebslast) sowie die Berechnung der örtlichen Beanspruchung in Form der Spannungs-Dehnungs-Hysterese die experimentellen Ergebnisse und die daraus abgeleiteten Hypothesen. Insbesondere kann die unterschiedlich ausgeprägte Mittellastabhängigkeit für elastisch verspannte und für überelastisch vorbeanspruchte Schraube-Mutter-Verbindungen begründet werden.

8 Zusammenfassung

Die vorliegende Dissertationsschrift befasst sich mit der systematischen Untersuchung des Einschraub- und Montageverhaltens gewindefurchender Schraubenverbindungen sowie der Entwicklung experimenteller und rechnerischer Methoden für die Bewertung von Einflussfaktoren auf das Ermüdungsverhalten von metrischen Schraubenverbindungen.

Der erste Schwerpunkt bildet aufbauend auf einer vergleichenden Untersuchung ausgewählter Typenvertreter gewindefurchender Schrauben mit verschiedenen Geometrien und Oberflächen die Analyse des Gewindefurchprozesses (Kapitel 5.2). Die Bewertung erfolgte anhand von Einschraubkurven und der Charakterisierung des gefurchten Muttergewindes. Zusätzlich wurde der Einfluss des tribologischen Systems bestehend aus verschiedenen Korrosionsschutzsystemen und Gleitmittelvarianten für unterschiedliche Einschraubgeschwindigkeiten bewertet (Kapitel 5.3). Mit abschließenden Bauteilversuchen, die praxisrelevante Einschraubbedingungen und Prozessparameter abbildeten, wurde eine ergänzende Bewertung in Form des Einflusses des Vorlochdurchmessers auf das Einschraubverhalten und die Gewindeausformung dargestellt (Kapitel 5.4).

Der zweite Schwerpunkt dieser Arbeit umfasst eine systematische Untersuchung ausgewählter Einflussfaktoren auf die Beanspruchbarkeit von Schraubenverbindungen unter zyklischer Belastung. Aufbauend auf Kapitel 5 wurden gefurchte und geschnittene Gewinde vergleichend untersucht (Kapitel 6.1). Des Weiteren wurde der Einfluss der Einschraubtiefe und des Muttergewindewerkstoffs durch Ermüdungsversuche mit Standardmuttern, hohen Muttern und Mutterkörper aus Stahl und Aluminium experimentell bewertet (Kapitel 6.2). Der Einfluss der Mittellast wurde sowohl für eine elastische Vorspannung im Bereich von $0,2 \cdot F_{0,2}$ bis $0,8 \cdot F_{0,2}$ sowie für überelastisch beanspruchte Schraubenverbindungen untersucht (Kapitel 6.3).

Der dritte Schwerpunkt (Kapitel 7) beinhaltet eine vergleichende Analyse der Lastverteilung für die experimentell geprüften Schraube-Mutter-Verbindungen mithilfe der numerischen Simulation. Insbesondere wurde der Einfluss der überelastischen Vorbelastung hinsichtlich lastinduzierter Druckeigenspannungen bewertet. Die Auswertung der örtlichen Beanspruchung in Form von Spannungs-Dehnungs-Hysteresen ermöglichte die Bewertung der Mittellastabhängigkeit und bildet die Grundlage für eine Lebensdauerberechnung.

Nachfolgend sind die zentralen Ergebnisse zusammengefasst. Die detaillierte Schlussfolgerung und Diskussion der Ergebnisse erfolgen jeweils am Kapitelende der Schwerpunktthemen, siehe Kapitel 5.5, 6.5 und 7.3.

Gewindefurchende Schraubenverbindungen

Die Analyse des Gewindefurchprozesses zeigt für die untersuchten praxisrelevanten Typenvertreter eine Abhängigkeit des Drehmomentverlaufs, der Gewindeausformung und der Muttergewindeverfestigung zur Form der Furchspitze, der Gewindegeometrie und der unterschiedlichen Oberflächen- und Gleitmittelsysteme. Der Vergleich des Einschraubdrehmomentes, das gemäß Norm DIN 267-30 die Bewertungsgröße für das Einschraubverhalten darstellt, ermöglicht grundsätzlich nur den Vergleich von Gesamtsystemen, jedoch keine Differenzierung nach den Unterscheidungsmerkmalen der Schrauben. Um die experimentell ermittelten Drehmomentunterschiede im Bereich von 7,8-14,7 Nm für die Varianten Ø8 auf spezifische Eigenschaften der jeweiligen Schrauben zurückführen

zu können, wurden detaillierte Analysen der Drehmoment-Drehwinkel-Verläufe durchgeführt. Der Drehmomentverlauf wurde dazu in zwei charakteristische Bereiche unterteilt, die sich in Form der Drehmomentänderung pro Winkelgrad deutlich unterscheiden. Der erste Bereich beschreibt die Umformung beim Eindrehen der formgebenden Spitze. Den steilen Drehmomentanstieg kennzeichnen für die Randbedingungen des Normversuchs, definiert durch Einschraubtiefe, Drehzahl und Werkstoffhärte, Drehmomentänderungen im Bereich von 1,3-3 Nm/360 °. Der flacher verlaufende zweite Bereich ist durch die Gewindereibung beim Durchschrauben der bereits geformten Gewinde bestimmt (0,2-0,7 Nm/360 °). Die Bewertung der Drehmomentgradienten zeigt, dass das Anformen mit nicht-kreisrunden Furchgeometrien tendenziell leichter als mit kreisrunden Geometrien erfolgt. Zurückzuführen ist dies auf den kleineren Flächenquerschnitt und der ermöglichten elastischen Rückfederung des umgeformten Materials. Für die Höhe des Furchmoments ist nicht allein der Schraubenquerschnitt bestimmend, sondern die gesamte konstruktive Gestaltung der formgebenden Spitze. Insbesondere der Anstellwinkel, in dem der verjüngte Querschnitt auf die volle Größe des Schraubenquerschnitts ansteigt und die Zunahme der Gewindeflankenausprägung bestimmen die Höhe des Furchmoments. Die vom Oberflächen- und Gleitmittelsystem bestimmten Drehmomentunterschiede des zweiten Kurvenbereichs sind weniger stark ausgeprägt. Für das erforderliche Gesamteinschraubdrehmoment überwiegt die Umformarbeit den reibungsdominierten Anteil. Um die Überlagerung aus dem Einfluss des tribologischen Systems von den konstruktiven Parametern der Furchgeometrie zu isolieren, wurden Einschraub- und Montageversuche mit Vorspannung für den exemplarisch ausgewählten Gewindetyp ALtracs® Plus für verschiedene Beschichtungssysteme bewertet. Die Versuchsergebnisse führen zu der Erkenntnis, dass der durch die Umformung bestimmte Drehmomentanstieg nicht ausschließlich auf die Furchgeometrie zurückzuführen ist. Je weiter die Schraube in das Vorloch eindringt, desto größer wird die Kontaktfläche und die Auswirkung von Reibungsunterschieden auf das Furchmoment nimmt zu. So ist der Drehmomentanstieg beim Furchen für Edelstahlschrauben deutlich größer als für die betrachteten Zinklamellensysteme und galvanisch verzinkten Schrauben. Letztere liegen in ähnlicher Größenordnung, jedoch zeichnen sich bis zum vollständigen Einschrauben der Furchspitze bereits höhere Drehmomente für die betrachteten Zinklamellensysteme ab. Der Einfluss der Oberfläche und des Gleitmittels ist auf den Gewindefurchprozess geringer als auf den Aufbau der Vorspannkraft bei der Montage. Wird die Furchspitze vollständig durchgeschraubt und die Verbindung analog zur Drehmoment-Vorspannkraft-Prüfung nach DIN EN ISO 16047 für metrische Schrauben bewertet, können für die untersuchten Zinklamellensysteme und galvanisch verzinkten Schrauben ähnliche Drehmoment-Vorspannkraft-Verhältnisse abgeleitet werden. Aus den ermittelten Reibungszahlen und K-Faktoren konnte abgeleitet werden, dass die Funktion des Gleitmittels für die resultierende Vorspannkraft eine wichtige Einflussgröße darstellt. Insbesondere ergeben sich daraus Anforderungen an eine starke Anhaftung des Gleitmittels am Oberflächensystem und eine hohe Beständigkeit gegenüber Temperatur und Verschleißformen, die beim Gewindefurchen auftreten können (z. B. abrasive Spanbildung oder adhäsive Kaltaufschweißungen).

Das für das Gewindefurchen erforderliche Drehmoment korreliert nicht mit der Ausformung des Gewindes, die sowohl durch metallografische Schliffe als auch mithilfe der Computertomografie ausgewertet wurde. Die Gewindeausformung wird maßgeblich von der Geometrie der Furchspitze und weniger stark von den Reibungsverhältnissen bestimmt. Der Vorlochdurchmesser stellt hingegen die konstruktive Größe dar, die die Gewindeausformung am stärksten beeinflusst und das zu verdrängende Volumen beim Eindringen der Furchspitze bestimmt.

Im Vergleich zum metallografischen Schliffbild, das die Gewindeausformung einer Schnittebene darstellt, können mittels Computertomografie (CT) Informationen der Gewindeausformung über 360 ° gewonnen werden. Für die Beurteilung der Gewindeausformung wurde eine bildverarbeitende Methode entwickelt, die sowohl den Traganteil als auch die Gewindezahnfläche automatisch an virtuellen CT-Schnittbildern bestimmt (Kapitel 5.2.2.2). Der Vergleich zur Auswertung im metallografischen Schliffbild verdeutlicht den enormen Informationsgewinn der mehrdimensionalen Betrachtung. Schiefstellungen der Schraube, die je nach Schnittebene große Auswirkungen auf die Gewindeausformung zeigen, können durch die Auswertung mehrerer Schnittebenen identifiziert werden. Die Bestimmung des Traganteils im Schliffbild ist nur dann repräsentativ, wenn mehrere Gewindegänge Berücksichtigung finden. Dadurch wird eine vergleichbar geringe Unabhängigkeit zur Wahl der Schnittebene, wie für die Auswertung der Gewindezahnfläche erreicht. Die Gewindezahnfläche stellt gegenüber dem Traganteil, der nur die radiale Ausprägung bewertet, ein gutes Vergleichsmaß für die Gewindeausformung dar. Starke Unterschiede der Zahnflächen, wie sie beispielsweise für den Vergleich ISO-metrischer Gewinde gegenüber mit asymmetrischen reduziertem Flankenwinkel geformten Gewinden bestehen, können durch den Traganteil nicht dargestellt, aber durch Auswertung der Fläche erfasst werden.

Zur weiteren Charakterisierung des Mutterngewindes wurde die Umformmikrostruktur bewertet und in Form detaillierter Nano-Indentationsprüfungen die Kaltverfestigung quantifiziert. Im Randbereich von ca. 20 bis 70 µm ist infolge der plastischen Verformung eine signifikant geänderte Korntextur zu erkennen, die sich in einem anschließenden Übergangsgebiet der Korntextur des nicht umgeformten Gefüges angleicht. Im Gewindegrund, dem Bereich der maximalen Umformung, konnte ein gradiertem Härteverlauf mit abnehmender Härte in Richtung des Kerns festgestellt werden. Die Härteanstiege gegenüber dem unverformten Grundwerkstoff betragen bis zu 25 % und zeigen eine Abhängigkeit zur Furchspitzengeometrie, die mit einem unterschiedlichen Materialfluss des gefurchten Gewindes verbunden ist.

Die quasi-statische Festigkeit wurde in Form von Ausreißversuchen bewertet und durch unterschiedliche Einschraubtiefen für minimale und maximale Flankenüberdeckung durch unterschiedliche Vorlochdurchmesser praxisrelevant abgebildet. Für die Berechnung der Mindesteinschraubtiefe für gewindefurchende Schrauben wurde ein analytischer Berechnungsansatz abgeleitet, der auf die für metrische Schrauben angewandte Methode nach der Richtlinie VDI 2230 aufsetzt. Für den geprüften Gewindetyp ist damit eine sichere, leicht konservative Abschätzungsmöglichkeit gegeben.

Ermüdungsverhalten und numerische Simulation

Die Beanspruchbarkeit einer Schraube unter zyklischer Belastung ist gegenüber der quasi-statischen Beanspruchbarkeit infolge der hohen Kerbwirkung signifikant kleiner. Um Potentiale und Ansätze für Verbesserungen der Lebensdauer richtig nutzen und bewerten zu können wurden die Einflussfaktoren Mutterngewindeart, Mutternwerkstoff und Einschraubtiefe systematisch analysiert. Die Ermüdungsbeanspruchbarkeit wurde experimentell im axialen Schwingversuch nach DIN 969 unter konstanter Mittellast für M8-Schrauben (FK10.9) mit galvanischer Zinkoberfläche bestimmt.

Der Einfluss der Mutterngewindeart auf die Beanspruchbarkeit der Schraube-Mutter-Verbindung wurde durch Gegenüberstellung der Fertigungsverfahren zur Mutterngewindeherstellung „Gewindeschneiden“ und „Gewindefurchen“ untersucht. Die ISO-metrische Stahlschraube wurde dazu in Aluminiummutternkörpern (EN AW-6082 T6) mit konventionell vorgeschrittenen Gewinden und montiert in vorgefurchten Gewinden geprüft. Das gefurchte Gewinde wurde mit der gewindefurchenden Schraube ALtracs® Plus vorgefurcht und die ISO-metrische Schraube im Sinne einer Reparaturverschraubung anschließend in das gefurchte Gewinde eingedreht. Die experimentell bestimmte Ermüdungsbeanspruchbarkeit der Schraube in Kombination mit gefurchtem Mutterngewinde steigt um ca. 20 % gegenüber der Standardverbindung mit geschnittenem Gewinde für die Mittellast $F_m = 0,6 \cdot F_{0,2}$. Die Beanspruchbarkeit ist für die geprüfte Einschraubtiefe ($t_E = 2,5x_d$) unabhängig von der Flankenüberdeckung, die zur Abdeckung der praktischen Anwendungsgrenzen durch Variation des Vorlochdurchmessers eingestellt wurde (minimale bis maximale Flankenüberdeckung). Unterschiede gegenüber der konventionellen Paarung mit einem vorgeschrittenen Gewinde stellen der formschlüssige Kontakt sowie eine veränderte Lasteinleitung und Lastverteilung dar, die als Hauptgründe für die höhere Beanspruchbarkeit abgeleitet werden. Zudem kennzeichnet das gefurchte Gewinde eine Kaltverfestigung (vgl. Kapitel 5) und eine radiale Verklemmung der Schraube, die aus dem elastischen Rückfedern des beim Gewindefurchen verdrängten Materials resultiert. Die Schraubenverbindung mit einem gefurchten Gewinde stellt ein komplexes System mit der Überlagerung vieler Einflussgrößen dar.

Um den Einfluss der Lastverteilung separat und mit dem Ziel der Übertragbarkeit für konventionelle Schraubenverbindungen zu bewerten, wurden unterschiedliche Einschraubtiefen für geschnittene Mutterngewinde aus Stahl und Aluminium untersucht (Kapitel 6.2). Infolge der höheren Nachgiebigkeit und der gegenüber Stahl reduzierten Fließgrenze von Aluminium kann für Standardmuttern (ISO 4032) und hohe Muttern (ISO 4033) im Ermüdungsversuch eine geringfügig erhöhte Beanspruchbarkeit der Schraube festgestellt werden. Unabhängig vom Mutternwerkstoff ist für kleine Einschraubtiefen ($t_E = 0,8x_d$ und $1,0x_d$) eine geringe Abhängigkeit zum Mittellastniveau gegeben, die sich in Form einer reduzierten Beanspruchbarkeit bei steigender Vorspannung darstellt. Für den praxisrelevanten Vorspannkraftbereich von ca. $0,6-0,8 \cdot F_{0,2}$ ist die Mittellastabhängigkeit vernachlässigbar und eine konservative Abschätzung über die Bemessungsrichtlinie VDI 2230 möglich. Bei großen Einschraubtiefen (z. B. $t_E = 2,5x_d$) konnten höhere Lastamplituden ertragen werden. Mit zunehmender Einschraubtiefe wird die zu übertragende Last auf eine größere Anzahl von Gewindegängen verteilt (t_E/P), wodurch sich die Ermüdungsbeanspruchbarkeit deutlich erhöht. Für Ermüdungsversuche mit Aluminiummutternkörpern können Verbesserungen von bis zu 42 % gegenüber Standardmuttern aus Stahl für eine niedrige Mittellast von $F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$ festgestellt werden. Bei hoher Ausnutzung der Streckgrenze ($F_m = 0,8 \cdot F_{0,2}$) reduziert sich die Verbesserung auf maximal 18 %. Für die hohe Einschraubtiefe des Mutternkörpers resultiert sowohl für Stahl- als auch für Aluminiummutterngewinde eine größere Mittellastabhängigkeit der Beanspruchbarkeit gegenüber der Prüfung mit Standardmuttern oder dem hohen Mutterntyp. Die Ursache liegt überwiegend in der Abhängigkeit der Lastverteilung von der Höhe der Vorspannung. Aus den Simulationsergebnissen konnte zudem abgeleitet werden, dass der Kraftfluss in Abhängigkeit der Auflagerbedingungen des Mutternkörpers im Prüfsystem, einen großen Einfluss auf die resultierende Spannungskonzentration im ersten lastübertragenden Gewindegang hat. Zusammenfassend zeigen die Ergebnisse, dass für kleine Mittellastniveaus ($F_m \leq 0,4 \cdot F_{0,2}$) der Einfluss der Einschraubtiefe dem des Werkstoffs überwiegt. Für höhere Vorspannkraften ergeben sich größere Verformungen, wodurch sich die Werkstoffeigenschaften des Mutterngewindes, wie beispielsweise

die höhere Nachgiebigkeit von Aluminium, stärker auswirken. Die Simulationsergebnisse bestätigen diese anhand der experimentellen Versuche abgeleiteten Zusammenhänge in Form der örtlichen Beanspruchungen. Insbesondere die plastischen Dehnungsanteile im ersten lastübertragenden Schraubengewinde können durch die Vergrößerung der Einschraubtiefe und durch einen nachgiebigeren Mutterwerkstoff signifikant reduziert werden (Beispiel für monotone Belastung mit $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$: Verbindung mit Stahlmutter Typ 1 ISO 4032 $\varepsilon_{pl} = 0,53 \%$, Verbindung mit Aluminiummutterkörper $\varepsilon_{pl} = 0,15 \%$).

Der Einfluss der Vorspannung wurde zusätzlich für Schraube-Mutter-Verbindungen (ISO 4032, Stahl) bewertet, denen vor der eigentlichen Versuchsführung eine überelastische Vorbelastung vorausgeht (Kapitel 6.3). Erfolgen die Vorbelastung und die Entlastung axial über das Prüfsystem, ohne eine Relativbewegung von Schrauben- und Mutterngewinde, werden Verbesserungen der Beanspruchbarkeit von maximal 111 % gegenüber rein elastisch verspannten Verbindungen bei gleicher Mittellast festgestellt. Die zugrundeliegenden Mechanismen sind eine verbesserte Lasteinleitung (Kontaktflächeneinebnung), eine homogenere Lastverteilung über die Einschraubtiefe und vorlastinduzierte Druckeigenspannungen. Durch eine gezielte Versuchsführung, den Methoden der Werkstoffanalytik und unterstützt von numerischen Berechnungen konnten diese Effekte validiert und bewertet werden. Die Höhe der überelastischen Vorbelastung erfolgte auf den Mittelwert aus 0,0048 d-Dehngrenze (F_{pl}) und Zugfestigkeit (F_m). Infolge der plastischen Verformung tritt eine Kaltverfestigung ein, die an ausgebauten Proben durch einen Härteanstieg im Randbereich quantifiziert werden konnte. Der Härteanstieg korreliert mit der Lastverteilung, so dass die größte Härtesteigerung im ersten lastübertragenden Gewindegang vorliegt. Die kerbbedingte Spannungsüberhöhung an dieser Stelle, führt zu einer inhomogenen Spannungsverteilung zwischen Rand und Kern der Schraube. Durch die einsetzende plastische Verformung erfolgt eine Spannungsumlagerung, die das Spannungsmaximum in Richtung des Kerns verschiebt. Für die Entlastung resultiert daraus ein unterschiedliches elastisches Rückfederpotential des Materials, das zu hohen Druckeigenspannungen im Kerbgrund führt. Der Nachweis wurde experimentell mittels Eigenspannungsmessungen geführt und über numerische Simulation weiter untersucht, insbesondere für eine Bewertung der lokalen Beanspruchung unter zyklischer Last. Die erreichbare Ermüdungsbeanspruchbarkeit ist abhängig von der Höhe der Entlastung. Diese wurde experimentell auf die Mittellastniveaus 0,2; 0,4; 0,6 und $0,8 \cdot F_{0,2}$ eingestellt und mit Varianten unter elastischer Vorspannung ohne Vorbelastung gegenübergestellt. Je größer die Entlastung nach überelastischer Vorbelastung ist, desto größer ist die Verbesserung der Ermüdungsbeanspruchbarkeit in Form der dauerhaft ertragbaren Lastamplitude. Die numerische Berechnung der lokalen Spannungs-Dehnungs-Hysteresen zeigt für elastisch-plastisches Materialverhalten eine zunehmende Verschiebung zu lokalen Druckmittelspannungen mit zunehmender Entlastung. Die berechnete Lastverteilung ist für überelastisch vorbelastete und anschließend zyklisch belastete Verbindungen homogener gegenüber nicht vorbelasteter Varianten. Insbesondere kann die Beanspruchung des ersten lastübertragenden Gewindegangs signifikant reduziert werden, so dass sich das Beanspruchungsmaximum für kleine Vorspannkraftniveaus ($F_m \leq 0,4 \cdot F_{0,2}$) in Richtung des zweiten Gewindegangs verschiebt. Im Ermüdungsversuch konnte dieser Effekt durch Brüche im zweiten Gewindegang bestätigt werden. Die experimentell ermittelten Wöhlerlinien verlaufen bei vorhergehender überelastischer Vorbelastung im Zeitfestigkeitsbereich flacher. Zurückzuführen ist dies auf die Verschiebung des

Ermüdungsfestigkeitsniveaus zu höheren Lastamplituden und des infolge der Vorbelastung eingeschränkten Fließvermögens des Werkstoffs. Die berechnete lokale Dehnung befindet sich nach der Vorbelastung mit ca. 8 % bereits in der Nähe der experimentell bestimmten Bruchdehnung ($A = 12\%$).

Der geänderten Lastverteilung und dem Mechanismus der vorlastinduzierten Druckeigenstressungen überlagert sich ein starker Einfluss durch die Lasteinleitungsbedingungen, die aus der Kontaktfläche hervorgehen. Versuche an Schrauben mit abgebeizter Verzinkung zeigen eine reduzierte Beanspruchbarkeit. Die ausbleibende Einebnung der Oberflächen, wie sie bei verzinkten Schrauben durch axiale Entlastung vorliegt, führt zur schlechteren Lasteinleitung. Erfolgt die Entlastung verzinkter Schrauben nach einer axialen Vorbelastung durch Zurückdrehen der Mutter entsteht eine raue Kontaktfläche durch aufgeriebenes Zink und die Ermüdungsbeanspruchbarkeit gegenüber der axialen Entlastung ist reduziert.

Die überelastische Vorbelastung wurde weiter an feuerverzinkten Schrauben größerer Abmessung (M16) untersucht. Die nach VDI 2230 zu berücksichtigende Abminderung von 20 % wurde durch Ermüdungsversuche bei elastischer Vorspannung bestätigt. Durch die überelastische Vorspannung werden die nachteilige Wirkung der Zinkoberfläche eliminiert und Verbesserungen der ertragbaren Lastamplitude um 115 % erreicht.

Grundsätzlich zeigt sich auch für nicht überelastisch vorbelastete Verbindungen, dass bei geringerer Gewindereibung höhere Beanspruchbarkeiten erzielt werden. Vergleichende Versuche an Schrauben mit und ohne in das Oberflächensystem integrierten Gleitmittelzusatz zeigen eine Verschiebung zu höheren Bruchlastspielzahlen.

Die Anwendbarkeit der überelastischen Vorbeanspruchung in der industriellen Verschraubung ist unter Berücksichtigung der hier abgeleiteten Erkenntnisse möglich. Direktes Umsetzungspotential liegt für Schrauben großer Abmessungen vor, die durch hydraulische Anziehverfahren montiert werden und die axiale Vorbelastung und Entlastung umsetzen können. Für die konventionelle Montage mittels Torsion oder durch ein Vorrecken der Schraube können ebenfalls große Verbesserungen erzielt werden. Diese sollten für den individuellen Anwendungsfall aufgrund des starken Einflusses aus den durch die Oberfläche bestimmten Lasteinleitungsbedingungen experimentell validiert werden. Die experimentell bestimmte Ermüdungsbeanspruchbarkeit axial überelastisch vorbelasteter und entlasteter Schrauben kann unter Berücksichtigung des Vorspannkraftniveaus in Anlehnung an die Berechnungsvorschrift für schlussgewalzte Schrauben nach VDI 2230 konservativ abgeschätzt werden (Ausblick, Kapitel 9).

Gewindefurchen

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit leisten bereits einen beträchtlichen Beitrag für das Verständnis des Montage- und Betriebsverhaltens gewindefurchender Schrauben, um die relevanten Einflussfaktoren auf die Gewindeausformung und die resultierende Kontaktsituation zwischen Schrauben- und Mutterngewinde richtig bewerten zu können. Eine zentrale Fragestellung für die Auslegung gewindefurchender Schraubenverbindungen ist, inwieweit eine Abgrenzung gegenüber der klassischen ISO-metrischen toleranzbehafteten Gewindepaarung mit geschnittenem Gewinde notwendig ist. Anhand der Ausreißversuche und der Bestimmung der Mindesteinschraubtiefe wurde bereits gezeigt, dass die Gewindeausformung in Abhängigkeit der Größe des Vorlochdurchmessers berücksichtigt werden muss. Hierfür wurde ein analytischer Berechnungsansatz aufbauend an die in der VDI-Richtlinie 2230 beschriebene Vorgehensweise hergeleitet, siehe Kapitel 5.4.4. Die Herleitung der Berechnungsmethode ist unabhängig vom Gewindetyp und basiert auf der resultierenden Gesamtbeanspruchung in der Scherfläche des Mutterngewindes. Die Validierung der Allgemeingültigkeit muss anhand von Versuchen und Berechnungen mit anderen Gewindetypen erfolgen.

Neben der quasi-statischen Festigkeit ist die Höhe der Vorspannkraft und deren Zeit- und Temperaturstabilität von hoher Bedeutung für die Betriebssicherheit. Die gefurchte Schraubenverbindung kennzeichnet im Idealfall ein Formschluss des gefurchten Gewindes mit der formgebenden Schraube. Gegenüber der rein kraftschlüssigen Verbindung bei geschnittenen Gewinden resultiert daraus und unter Berücksichtigung weiterer Unterschiede, wie z. B. der Kaltverfestigung des Mutterngewindes oder der radialen Verklebung der Schraube durch die elastische Vorlochaufweitung, die Notwendigkeit einer systematischen Analyse des Betriebsverhaltens.

In weiterführenden Untersuchungen ist deshalb das Vorspannkraft-Relaxationsverhalten von Schraubenverbindungen mit gefurchem Mutterngewinde gegenüber geschnittenen Gewinden von praktischem Interesse. Insbesondere der Einfluss der Gewindeausformung in Abhängigkeit der Größe des Vorlochdurchmessers sowie die Berücksichtigung möglicher Betriebstemperaturen sind für hybride Stahl-Leichtmetall-Fügeverbindungen, wie sie in der Regel beim Gewindefurchen vorliegen, zu bewerten. Der Gesamtvorspannkraftverlust über die Lebensdauer setzt sich aus den Wirkmechanismen Setzen, Fließen und Kriechen zusammen [96]. Für gewindefurchende Schraubenverbindungen tritt bereits während der Montage eine hohe Temperaturbeanspruchung auf. Bedingt durch die hohe Kraftübertragung beim Umformprozess und hohe Montagedrehzahlen, die abhängig von der Gewindegröße gewählt werden (100 bis 500 rpm [2]), sind Temperaturen im Bereich der Kontaktzone, abhängig von der Werkstoff- und Oberflächenpaarung, zwischen 200 und 500 °C möglich [15]. Gegenüber der Verschraubung in vorgeschnittene Gewinde ist somit bereits ein montagebedingter Temperatureinfluss auf das Ausgangsniveau der Vorspannkraft gegeben. Eigene Vorarbeiten zur Temperaturmessung über Thermografie und mittels Thermoelementen während der Montage gewindefurchender Schrauben zeigen für die Verschraubung in EN AW-6082 T6 Oberflächentemperaturen bis ca. 70 °C, **Abbildung 9.1**. Die maximale Temperatur ist neben dem umzuformenden Werkstoff abhängig von der Einschraubgeschwindigkeit und der Größe des Vorlochdurchmessers. Für das initiale Setzen bei der Montage stellt sich die Frage der Temperaturabhängigkeit der Grenzflächenpressung (Kopfauflege-Klemmteil) und der Setzbeträge im Gewindebereich. Die Langzeitstabilität der Vorspannkraft unter Betriebsbelastung ist im

Wesentlichen durch das Werkstoffkriechverhalten bestimmt. Insbesondere der Einfluss der Kontaktfläche und der Kaltverfestigung des umgeformten Mutterngewindes ist für den Vergleich zu konventionell geschnittenen Gewinden von Interesse.

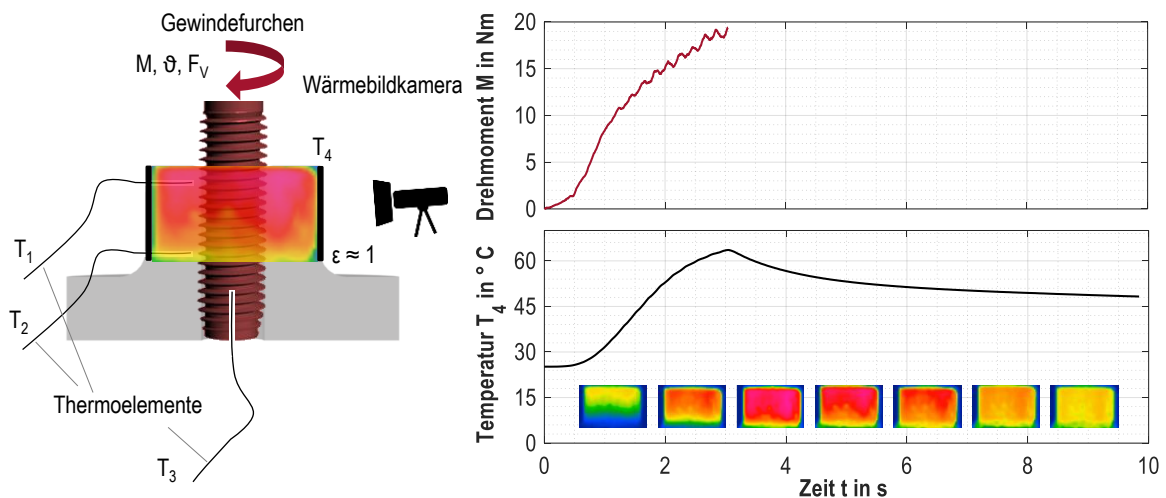


Abbildung 9.1: Temperaturmessung beim Gewindefurchen mittels Thermografie und applizierter Thermoelemente

Des Weiteren ist die numerische Umformsimulation des Gewindefurchprozesses Inhalt zukünftiger Untersuchungen. Die Ergebnisse zum Temperaturverhalten bilden eine Basis, um temperaturabhängige Fließgrenzen des umzuformenden Mutterwerkstoffs zu bestimmen und in der numerischen Berechnung des Umformprozesses zu berücksichtigen. Zudem ist eine Validierung des Simulationsergebnisses anhand von Einschraubkurven, der gemessenen Temperaturen und der mittels Computertomografen erfassten Gewindeausformung möglich. Hier kann auf die Ergebnisse dieser Arbeit aufgesetzt werden. Die Simulation des Gewindefurchprozesses stellt eine komplexe Berechnungsaufgabe mit hohem Berechnungsaufwand dar. Die lokal auftretenden großen Verformungen ergeben hohe Anforderungen an die Vernetzung (adaptives Remeshing) und an das Materialmodell (z. B. Johnson-Cook [97]), um den Umformprozess hinreichend genau abzubilden.

Ermüdungsverhalten und Lebensdauerbewertung

Die Festigkeitsklasse einer Schraube hat einen signifikanten Einfluss auf die quasi-statische Beanspruchbarkeit der Schraubenverbindung. Für die Ermüdungsfestigkeit stellt die Festigkeitsklasse, insbesondere in Hinblick auf den zunehmenden Einsatz ultrahochfester Schrauben, wie z. B. Festigkeitsklasse 17.9, einen weiteren Faktor dar, der sowohl experimentell untersucht werden muss als auch Berücksichtigung für die Bewertungssysteme in Abhängigkeit der Vorspannkraft finden sollte.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Vorspannung der Schraube als Regelgröße über die Prüfsystemsteuerung vorgegeben. Für die Übertragbarkeit der gewonnenen Erkenntnisse auf die industrielle Anwendung, insbesondere das Verbesserungspotential durch überelastische Vorbelastung, ist die Untersuchung vorgespannter Verbindungen von großem Interesse. Die Umsetzbarkeit für Schrauben großer Abmessungen, die hydraulisch vorgespannt werden, ist für die industrielle Anwendung einfach umzusetzen und findet bereits Anklang bei Herstellern von Anzieh- und Montagewerkzeugen.

Die Lebensdauerbewertung von Schraubenverbindungen, die mit vorlastinduzierten Druckeigenspannungen behaftet sind (nur bei axialer Be- und Entlastung), kann vereinfacht nach der Abschätzungsmethode für schlussgewalzte Schrauben nach VDI 2230 erfolgen. Vergleicht man die Ergebnisse der schlussvergüteten Schrauben mit und ohne überelastischer Vorbelastung mit der Beanspruchbarkeit schlussgewalzter Schrauben, berechnet nach **Gl. 2.4**, liegen die dauerhaft ertragbaren Belastungen für die zunächst überelastisch vorbelasteten Schrauben noch höher, **Abbildung 9.2**. Die nach VDI 2230 berechneten Lastamplituden für schlussgewalzte Schrauben (Mitte) entsprechen ebenfalls einer elastischen Vorspannung. Eine Validierung sollte in Gegenüberstellung mit schlussgewalzter Schrauben experimentell für verschiedene Gewindegrößen erfolgen. Der Größeneinfluss wurde unter **Kapitel 7.2** bereits numerisch betrachtet und zeigt für kleinere Schraubenabmessungen eine größere Stützwirkung. Der hochbeanspruchte Werkstoffbereich, der vorlastinduzierte Druckeigenspannungen aufweist, nimmt für größere Schraubenabmessungen zu. Die Langzeitstabilität von vorlastinduzierten Druckeigenspannungen gegenüber fertigungsinduzierten Druckeigenspannungen sollte in Form von Ermüdungsversuchen mit einer hohen Grenzschwingungszahl $N_G > 10^7$ erfolgen.

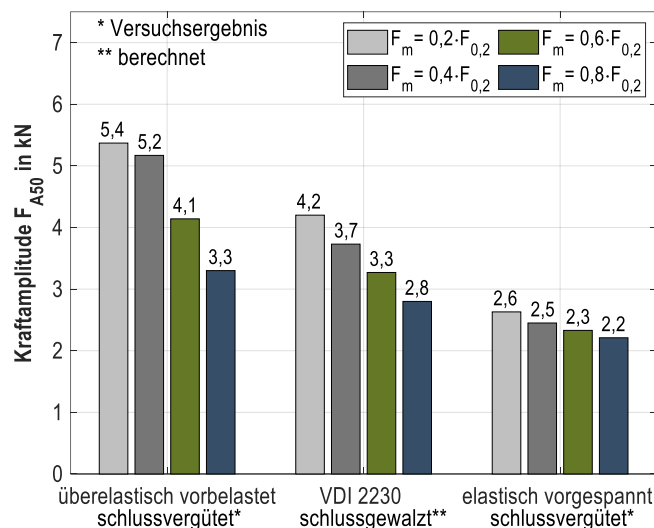


Abbildung 9.2: Vergleich der dauerhaft ertragbaren Kraftamplitude F_{A50} für überelastisch vorbelastete Verbindungen, nach VDI 2230 berechnete Werte für schlussgewalzte Schrauben und nur elastisch vorgespannte Verbindungen für den Muttertyp 1 aus Stahl [89]

In **Kapitel 7.2** wurde für die Bewertung der Mittellastabhängigkeit elastisch verspannter und überelastisch vorbelasteter Schraube-Mutter-Verbindungen die lokale Beanspruchung bei zyklischer Belastung ermittelt und die Lage der Spannungs-Dehnungs-Hysteresen gegenübergestellt. Für die Berechnung der Lebensdauer nach dem Örtlichen Konzept wurden exemplarisch die Schädigungsparameter P_{SWT} (**Gl. 2.8**) und P_{SWT} mit Mittelspannungskorrektur nach Bergmann (**Gl. 9.1**) [98] bestimmt. Die Mittelspannungskorrektur nach Bergmann berücksichtigt die Lage der örtlichen Hysterese und stellt einen Ansatz dar, die starke Abhängigkeit der Mittellast von P_{SWT} zu reduzieren.

$$P_{SWT, \text{Bergmann}} = \sqrt{(\sigma_a + k \cdot \sigma_m) \cdot \epsilon_a \cdot E}$$

Gl. 9.1

mit $k = M \cdot (M+2)$ für $\sigma_m \geq 0$ und $M = 0,264$ M: Mittelspannungsempfindlichkeit nach FKM [63]

Für die beispielhaft berechnete Lastamplitude $F_A = 5,13 \text{ kN}$ sind die berechneten Schädigungsparameter für verschiedene Mittellastniveaus mit und ohne überelastische Vorbelastung dargestellt, **Abbildung 9.3**. Die geringe Mittellastabhängigkeit der berechneten Schädigungsparameter für global elastisch aufgebrachte Mittellasten und zyklisch belastete Verbindungen repräsentiert die Ergebnisse der Ermüdungsversuche. Für höhere Mittellasten wird die Ermüdungsbeanspruchbarkeit geringfügig reduziert. Für überelastisch vorbelastete Varianten liegt eine stark ausgeprägte Mittellastabhängigkeit vor, die ebenfalls in guter Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen liegt.

Die Korrektur nach Bergmann zeigt insbesondere für die Varianten $0,2 \cdot F_{0,2}$ bis $0,6 \cdot F_{0,2}$ mit überelastischer Vorbelastung, die jeweils eine negative lokale Mittelspannung kennzeichnet, die Verschiebung zu höheren Schädigungsparametern gegenüber P_{SWT} nach [69]. Die Variante der hohen Mittellast (niedriges Entlastungsniveau auf $0,8 \cdot F_{0,2}$) zeigt eine Verschiebung in umgekehrter Richtung, indem P_{SWT} reduziert wird.

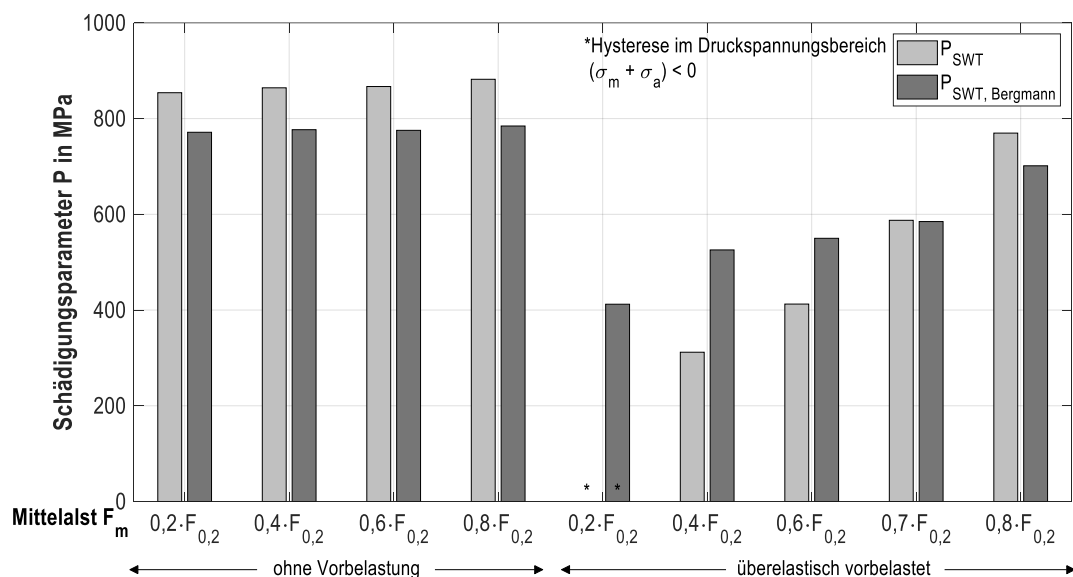


Abbildung 9.3: Vergleich der Schädigungsparameter P_{SWT} und $P_{\text{SWT, Bergmann}}$ für verschiedene Mittellasten mit und ohne überelastische Vorbelastung

Die Lebensdauerberechnung über eine um die Stützwirkung n_σ verschobene P_{SWT} -Werkstoffwöhlerlinie zeigt für erste Auswertungen eine leicht konservative Abschätzung der Lebensdauer mit Mittelspannungskorrektur nach BERGMANN für nur elastisch verspannte Varianten. Für überelastisch vorbelastete Varianten erfolgt mit zunehmender Entlastung eine starke Überschätzung. SCHNEIDER [65] und OLVEDA [66] weisen auf eine Ergebnisabhängigkeit für die Auswertung der lokalen Hysterese und der Berechnung der Stützziffer hin, je nach definierter Methode zur Auswertung über ein lokal eingeführtes Koordinatensystem und verweisen zudem auf die starke Mittellastabhängigkeit des Parameters P_{SWT} . Die Bewertung mit dem Schädigungsparameter P_J nach VORMWALD [71] führt nach SCHNEIDER [64] zu genaueren Berechnungsergebnissen und stellt daher einen weiteren Ausblick für die Bewertung überelastisch vorbelasteter Schraubenverbindungen dar. SCHNEIDER zeigte, dass durch die Addition von Rissfortschrittsschwingspielzahlen auf die mittels Örtlichem Konzept berechneten Anrisswöhlerlinien gute Übereinstimmungen von rechnerischen und experimentellen Ergebnissen für elastisch verspannte Verbindungen erzielt werden können. In wieweit eine Berücksichtigung der Lasteinleitungsbedingungen und der Kontaktfläche, die im Experiment einen starken Einfluss auf die Beanspruchbarkeit gezeigt haben, in Form der bekannten Schädigungsparameter bemessen werden kann, muss weiter untersucht werden. Erste Berechnungsergebnisse, die vereinfacht mit variierter Gewindereibung durchgeführt wurden, zeigen tendenziell höhere Schädigungsparameter (P_{SWT}) mit zunehmender Reibung.

10 Anhang

10.1	Grundcharakterisierung	131
10.1.1	Bestimmung der Bruchlast nach DIN EN ISO 898-1	131
10.1.2	Zugversuche an abgedrehten Proben und fertigen Schrauben	133
10.2	Screening.....	139
10.2.1	Einschraubkurven	139
10.2.2	Schliffbilder und Gewindevermessung	141
10.2.3	Computertomografie.....	144
10.2.4	Nano-Indentation.....	147
10.3	Gleitmittelvergleich.....	148
10.3.1	Einschraubkurven	148
10.3.2	Computertomografie.....	151
10.3.3	Montagekurven	157
10.4	Anwendungsorientierte Bauteilverschraubung	160
10.4.1	Optische Vermessung.....	160
10.4.2	Einschraubkurven	160
10.4.3	Schliffbilder und Gewindevermessung	162
10.4.4	Berechnung der Mindesteinschraubtiefe	166
10.5	Ermüdungsversuche	169
10.5.1	Schliffbilder - Kontaktsituation für unterschiedliche Muttertypen	169
10.5.2	Ergebnisse - Einfluss der Muttergewindefertigungsart	171
10.5.3	Ergebnisse - Einfluss des Mutterwerkstoffs und der Mutterhöhe bzw. Einschraubtiefe	173
10.5.4	Ergebnisse - Einfluss der Vorspannkraft.....	175
10.5.5	Analyse der Mechanismen - Überelastische Vorbelastung	177
10.6	Numerische Simulation	179
10.6.1	Berechnung der Spannungsverteilung im Schraubengewinde.....	179
10.6.2	Überelastische Vorbelastung und Größeneinfluss	183

10.1 Grundcharakterisierung

10.1.1 Bestimmung der Bruchlast nach DIN EN ISO 898-1

Für die gewindefurchenden Schrauben des Screenings (Kapitel 5.2) wurde für die ausgewählten Abmessungen Ø6 und Ø8 jeweils ein Zugversuch an der fertigen Schraube zur Bestimmung der Bruchkraft nach DIN EN ISO 898-1 durchgeführt, **Abbildung 10.1** und **Abbildung 10.2**.

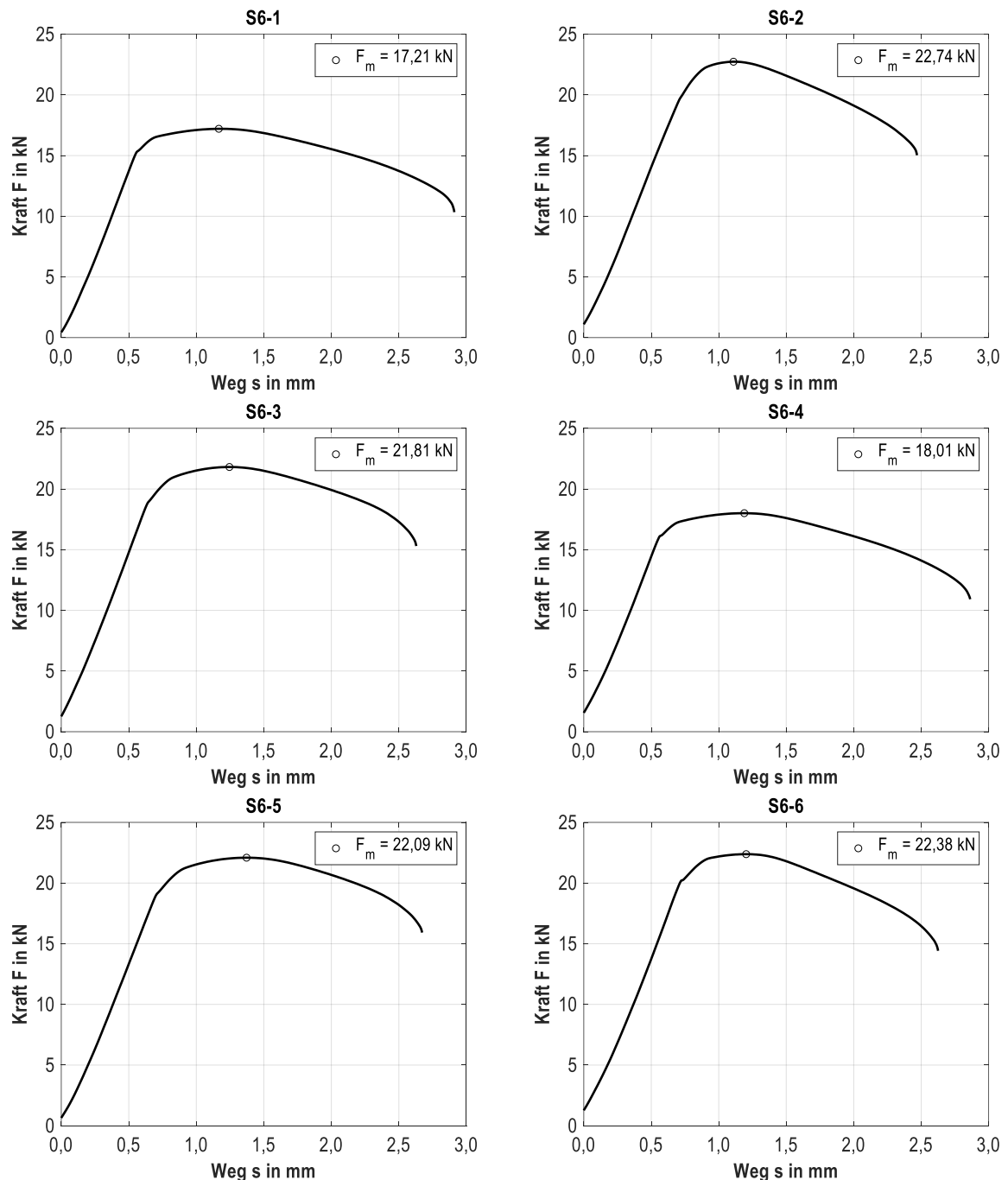


Abbildung 10.1: Kraft-Weg-Diagramme der Maximalkraftversuche für die Varianten S6-1 bis S6-2 (Kapitel 5.2)

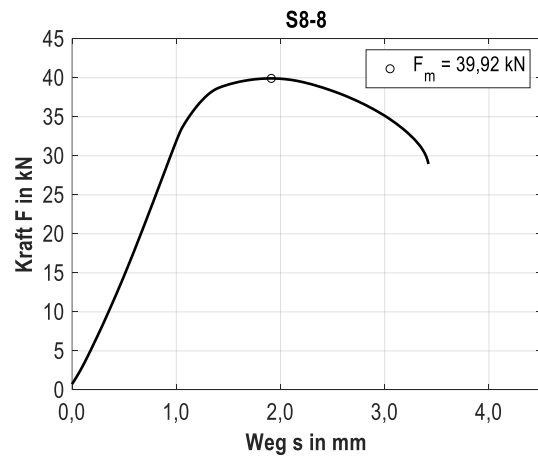
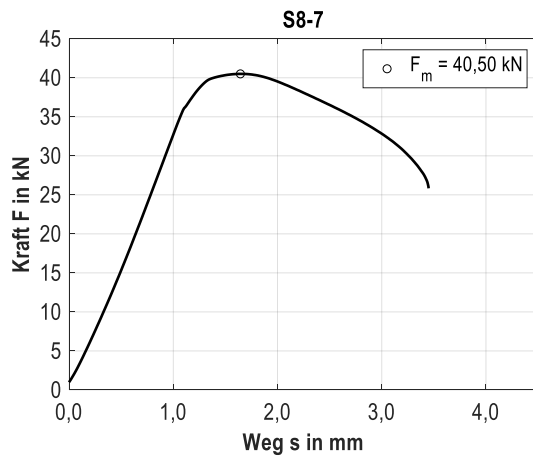
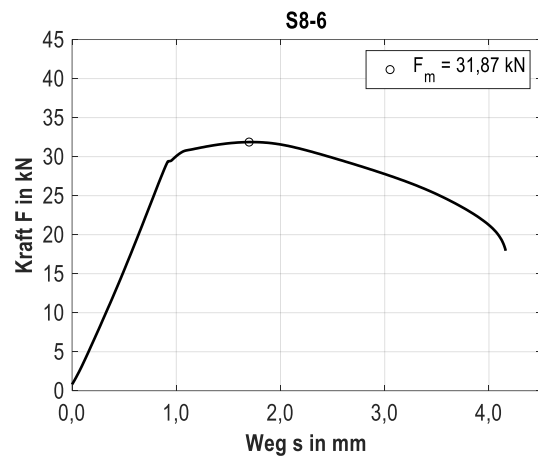
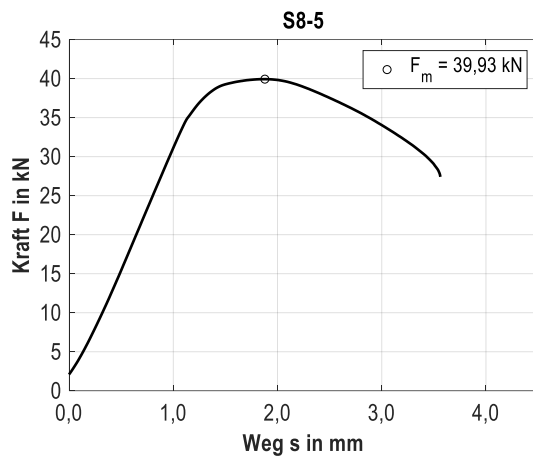
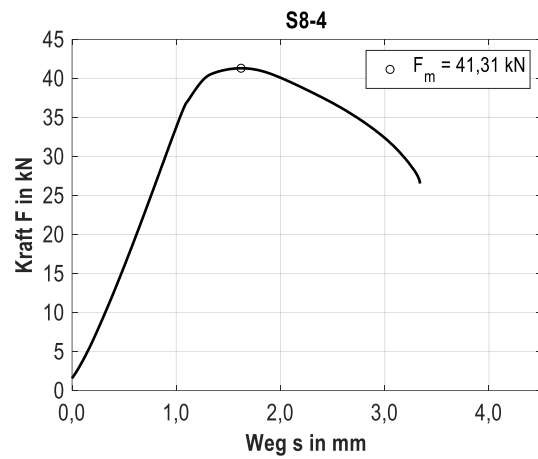
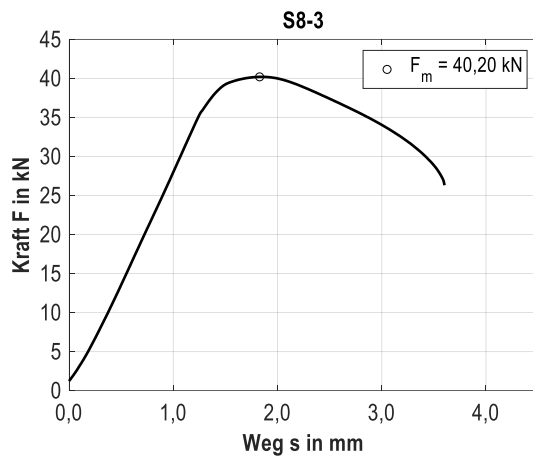
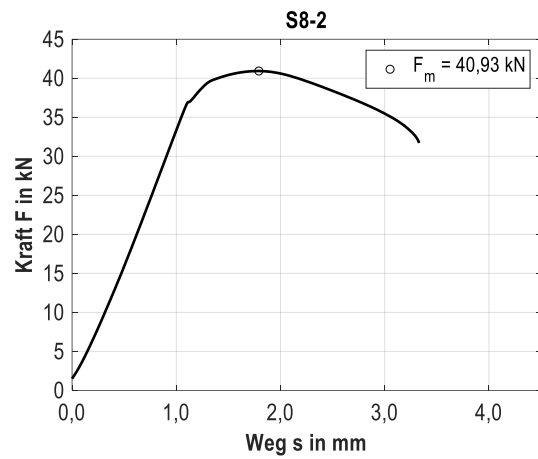
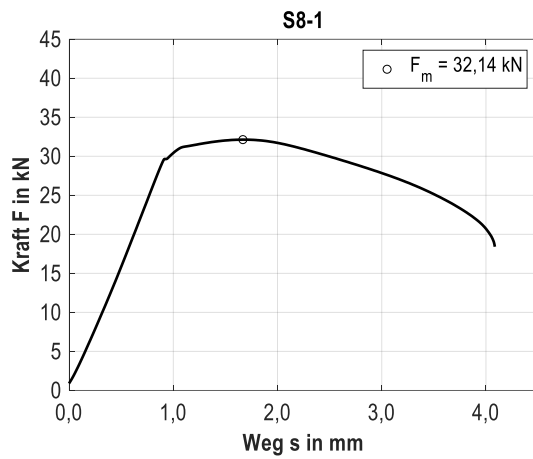


Abbildung 10.2: Kraft-Weg-Diagramme der Maximalkraftversuche für die Varianten S8-1 bis S8-8 (Kapitel 5.2)

Für die Edelstahlschrauben S6-7/8 und die Schrauben aus Vergütungsstahl des Gewindetyps ALtracs® Plus, die für den Einfluss des Oberflächenschutzsystems und des Gleitmittels eingesetzt wurden (Kapitel 5.3), wurde die Bruchlast im Maximalkraftversuch für jeweils eine Probe bestimmt, **Abbildung 10.3**.

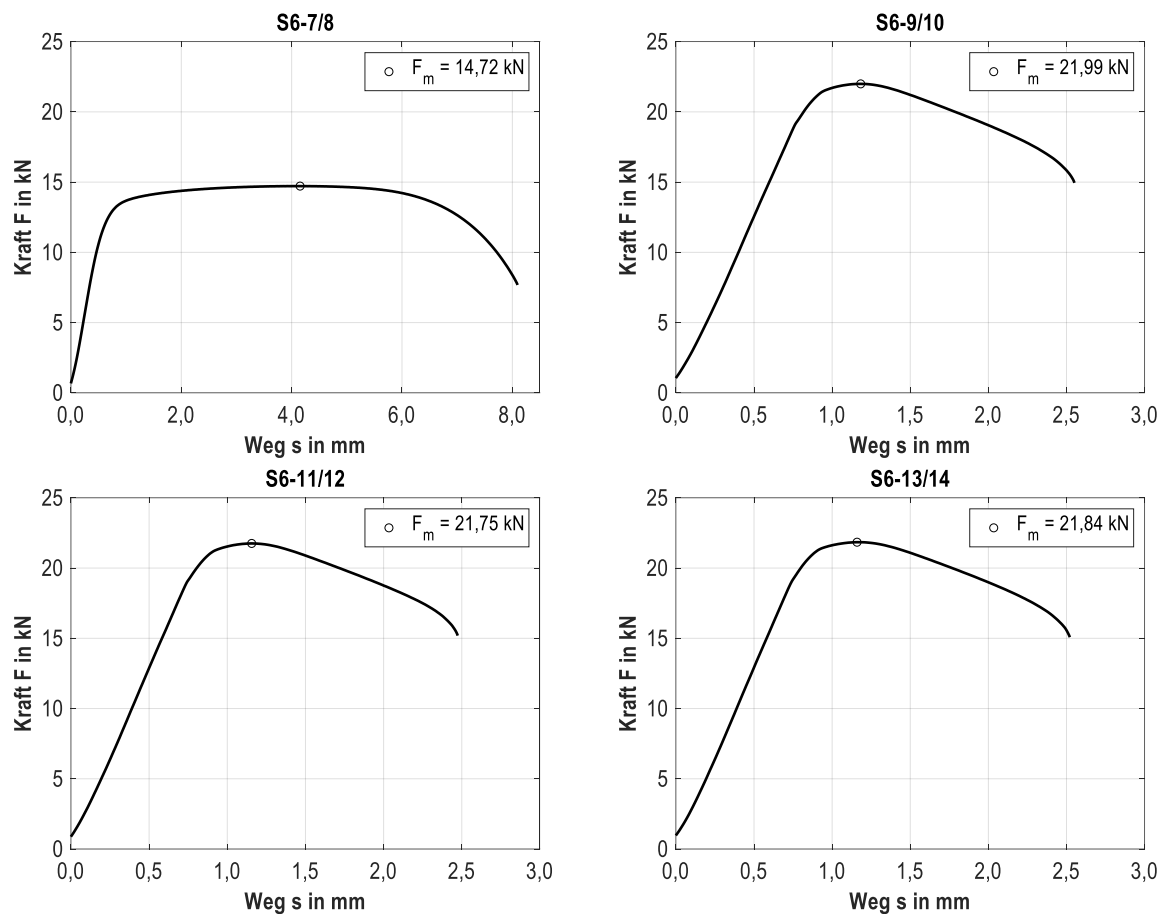


Abbildung 10.3: Kraft-Weg-Diagramme der Maximalkraftversuche für Varianten S6-7 bis S6-14 (Kapitel 5.3)

Die Darstellung der Kraft-Weg-Verläufe erfolgt nach der in DIN EN ISO 898-1 [27] beschriebenen Vorgehensweise für Zugversuche fertiger Schrauben. Zunächst wird die Steigung im linear-elastischen Bereich approximiert (Bestimmtheitsmaß $R^2 \rightarrow 1$), anschließend wird die Kraft-Weg-Kurve so verschoben, dass die Verlängerung der linear-elastischen Gerade durch den Nullpunkt geht.

10.1.2 Zugversuche an abgedrehten Proben und fertigen Schrauben

Für die Schrauben S8-9 und S8-10, die sowohl für Einschraub- als auch für Ermüdungsversuche eingesetzt wurden (Kapitel 6) und numerische Simulationen zur Berechnung der Lastverteilung und örtlicher Beanspruchungen (Kapitel 7) durchgeführt worden sind, wurden Zugversuche an fertigen Schrauben und an abgedrehten Proben durchgeführt. An fertigen Proben wurde als Bauteilkennwert die Zugfestigkeit R_m ermittelt. An abgedrehten Proben wurden die Streckgrenze $R_{P0,2}$ des Werkstoffs bestimmt und die statische plastische Spannungs-Dehnungskurve für die numerische Simulation der Erstbelastung abgeleitet. Die für die Validierung der Hypothesen zur Eigenspannungsthematik überelastisch vorbeanspruchter Proben und zum Einfluss der Kontaktfläche verwendeten Proben S16-1 und S16-2 wurden in gleicher Form charakterisiert.

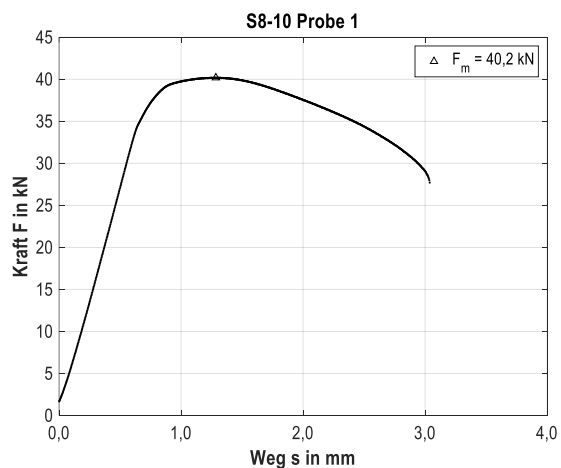
Tabelle 10.1: Versuchsergebnisse Zugversuche an abgedrehten Proben

Probe	S_0 in mm ²	E in GPa	$R_{p0,2}$ in MPa	F_{max} in kN	R_m in MPa	A in %
S8-9_01	19,91	197,7	1070,8	22,7	1140,4	14,8
S8-9_02	19,94	204,3	1070,8	22,8	1143,1	12,1
S8-9_03	19,91	203,2	1076,1	22,7	1140,6	14,2
S8-10_01	19,95	191,5	1077,4	23,1	1155,9	13,2
S8-10_02	19,96	202,6	1064,4	22,8	1140,8	13,1
S8-10_03	19,94	202,3	1073,3	23,0	1154,3	13,5
S16-1_01	78,91	199,8	834,0	74,3	941,1	17,5
S16-1_02	79,47	209,6	823,9	73,9	929,4	19,0
S16-1_03	78,84	199,8	820,3	73,5	932,2	19,5
S16-2_01	78,83	199,8	1012,1	85,1	1078,9	16,5
S16-2_02	79,06	202,4	1022,8	86,5	1094,0	16,5
S16-2_03	79,11	201,2	1027,5	86,9	1098,8	14,5

mit S_0 : Anfangsquerschnitt, E: Elastizitätsmodul, $R_{p0,2}$: 0,2%-Dehngrenze, R_m : Zugfestigkeit, A: Prozentuale Bruchdehnung

Tabelle 10.2: Versuchsergebnisse - Zugversuche an fertigen Schrauben

Probe	F_m in kN	R_m in MPa	F_{pf} in kN
S8-9_01	39,6	1074,0	35,9
S8-9_02	39,6	1074,0	35,9
S8-9_03	39,9	1082,2	36,5
S8-10_01 (siehe Bild)	40,2	1098,4	36,2
S8-10_02	40,0	1092,9	36,1
S8-10_03	40,4	1103,8	36,4
DIN EN ISO 898-1	38,1	1040	
S16-2_01	175,7	1119,1	165,6
S16-2_02	177,9	1133,1	167,8
S16-2_03	170,0	1082,8	161,0
DIN EN ISO 898-1	163,0	1040	



Beispiel: Kraft-Weg-Verlauf

mit F_m : höchste Zugkraft, R_m mit $A_{S\ S8-9} = 36,87\text{ mm}^2$, $A_{S\ S8-10} = 36,6\text{ mm}^2$, $A_{S\ S16-20} = 157,0\text{ mm}^2$

Einzelkurven - Zugversuche an abgedrehten Proben

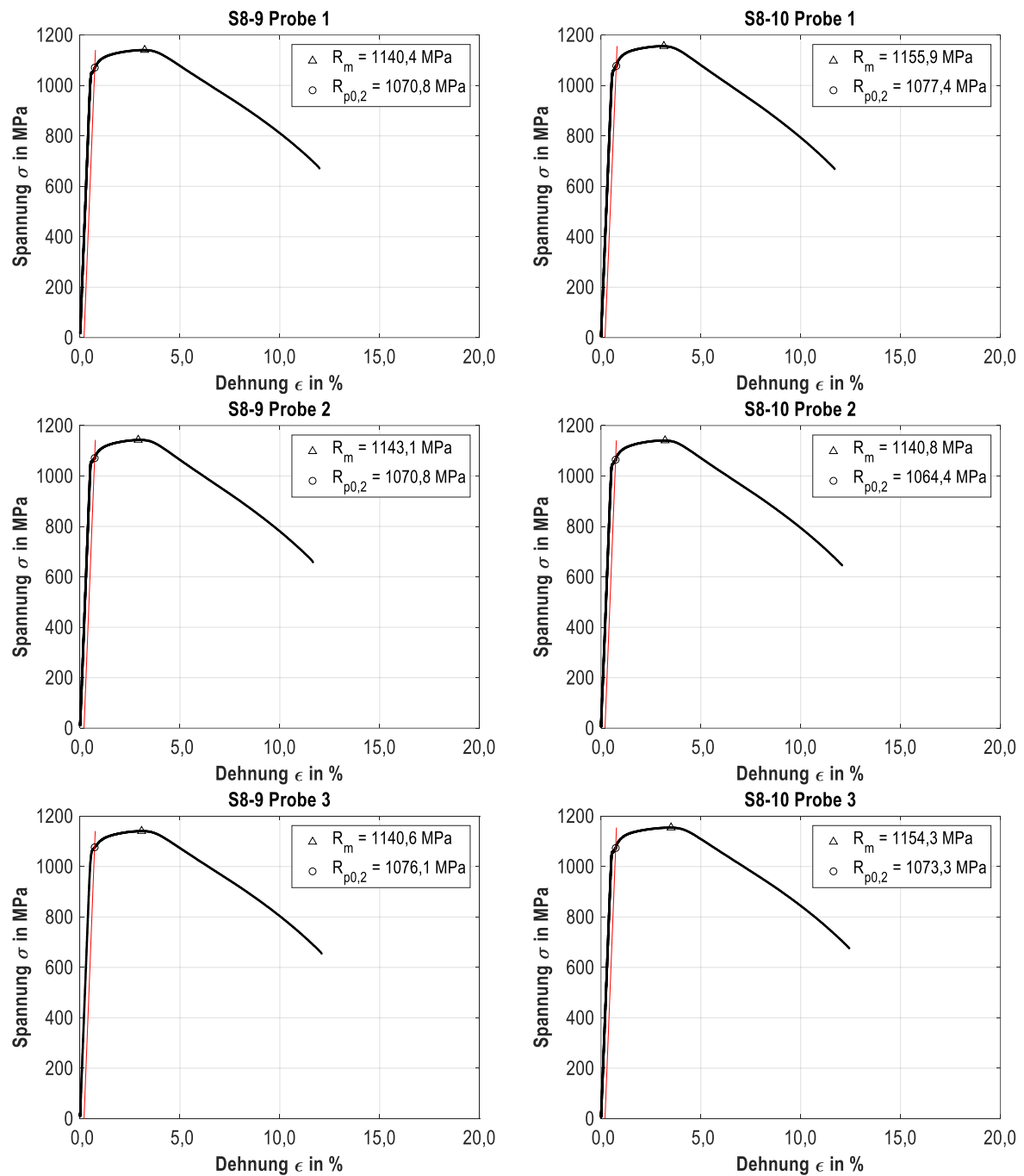


Abbildung 10.4: Spannungs-Dehnungs-Kurven der Zugversuche an abgedrehten Proben nach DIN EN ISO 898-1 für die Varianten S8-9 und S8-10 (je 3 Versuche)

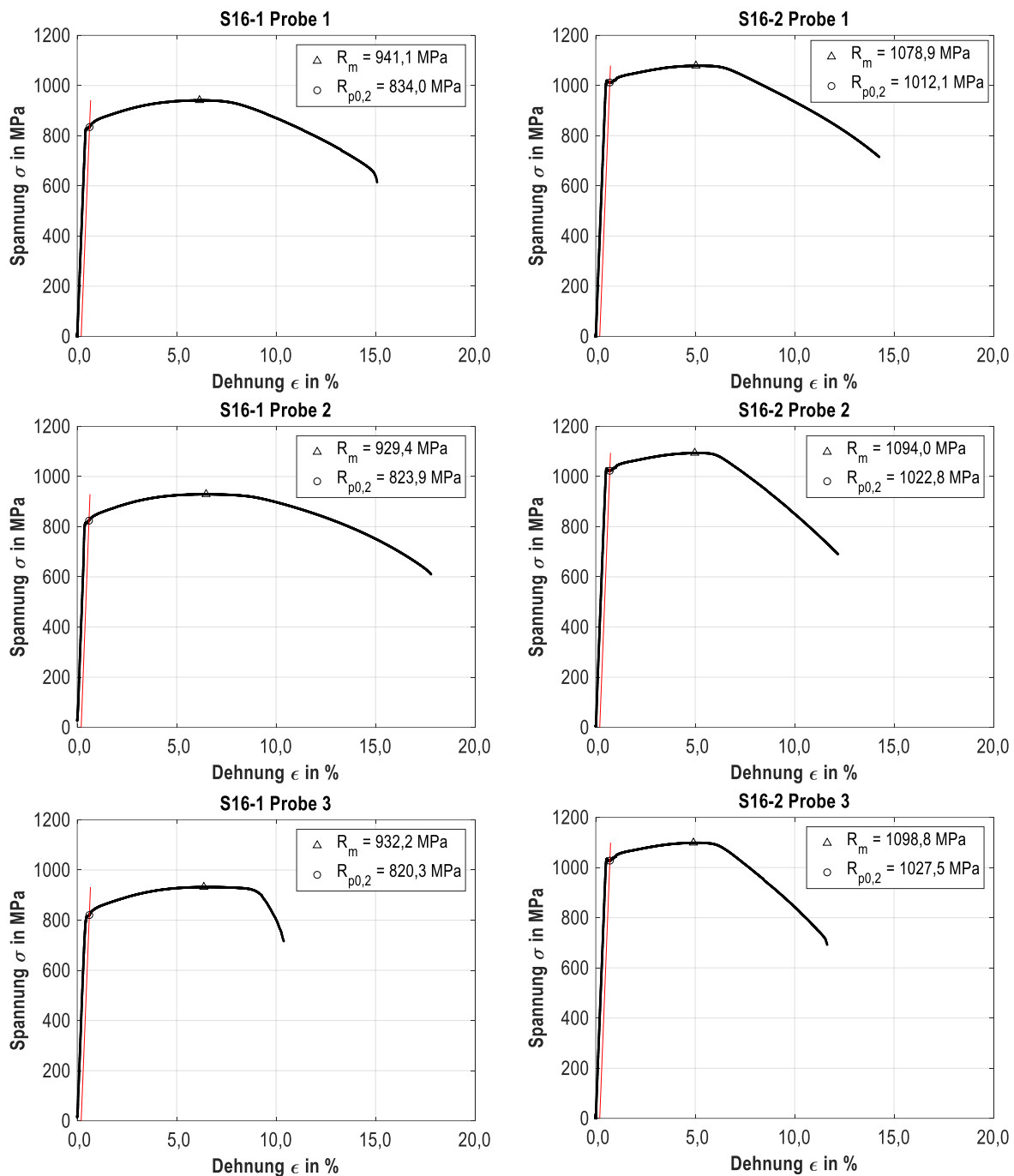


Abbildung 10.5: Spannungs-Dehnungs-Kurven der Zugversuche an abgedrehten Proben nach DIN EN ISO 898-1 für die Varianten S16-1 und S16-2 (je 3 Versuche)

Einzelkurven - Zugversuche an fertigen Schrauben zur Bestimmung der 0,0048 d - Dehngrenze F_{pf}

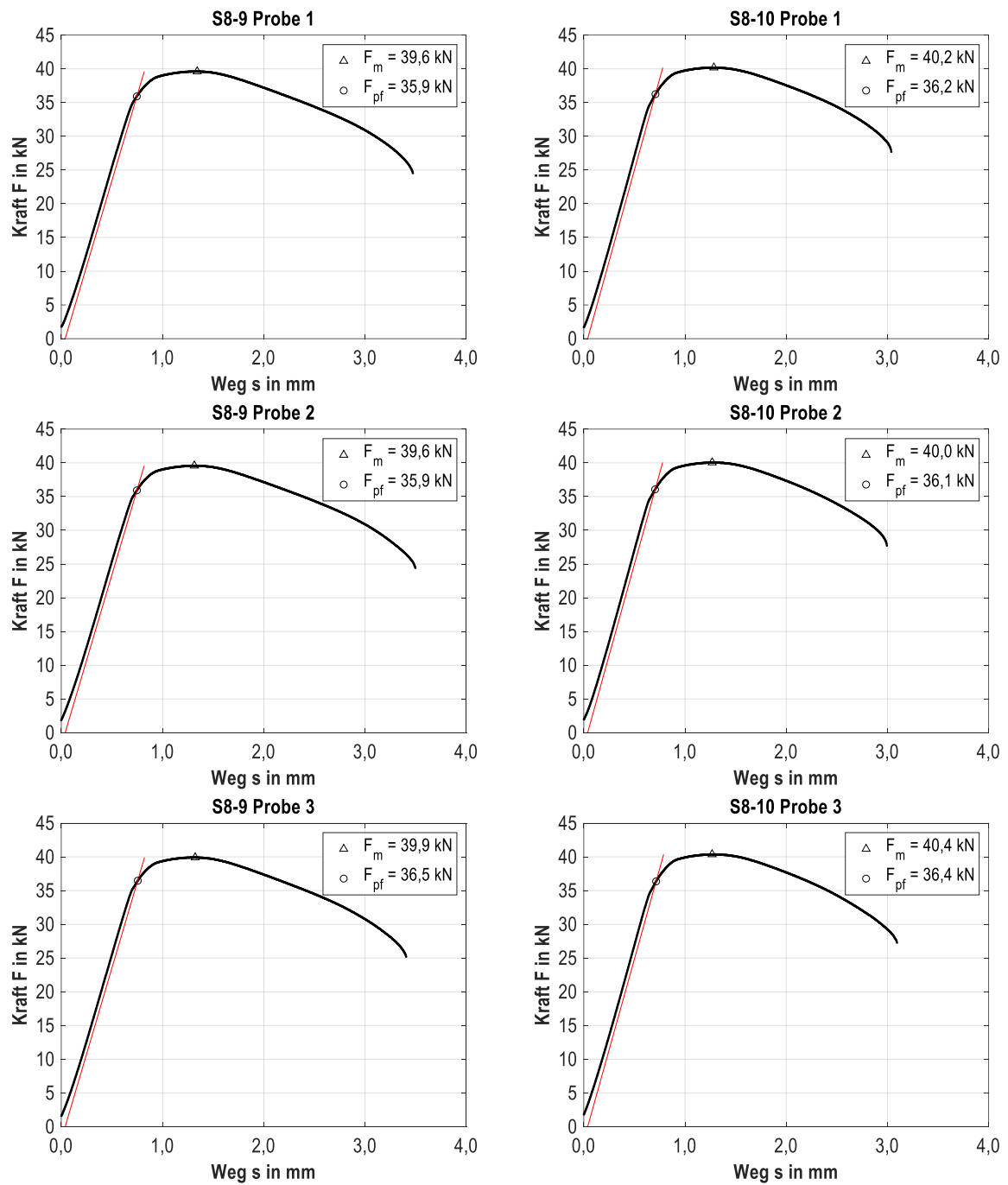


Abbildung 10.6: Kraft-Weg-Kurven der Zugversuche an fertigen Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 für die Varianten S8-9 und S8-10 (je 3 Versuche)

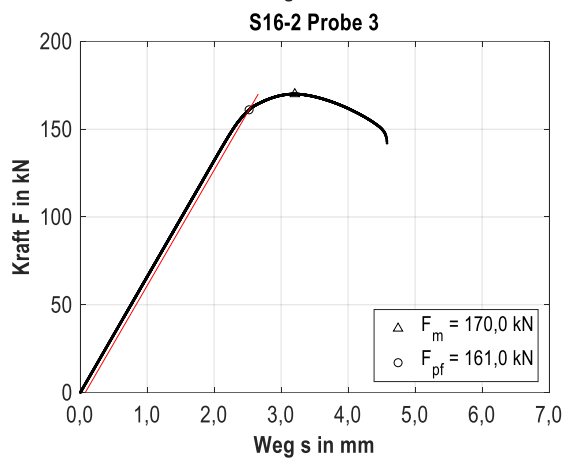
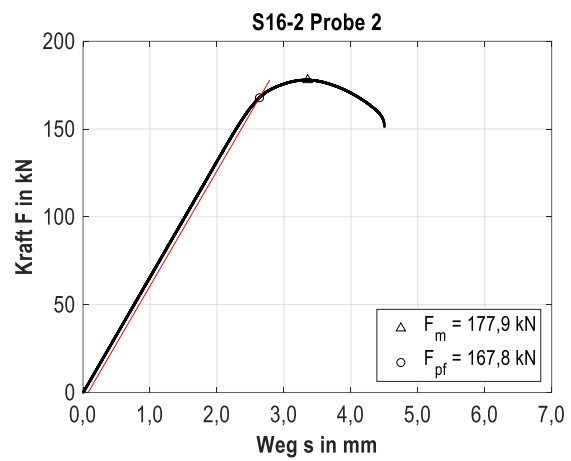
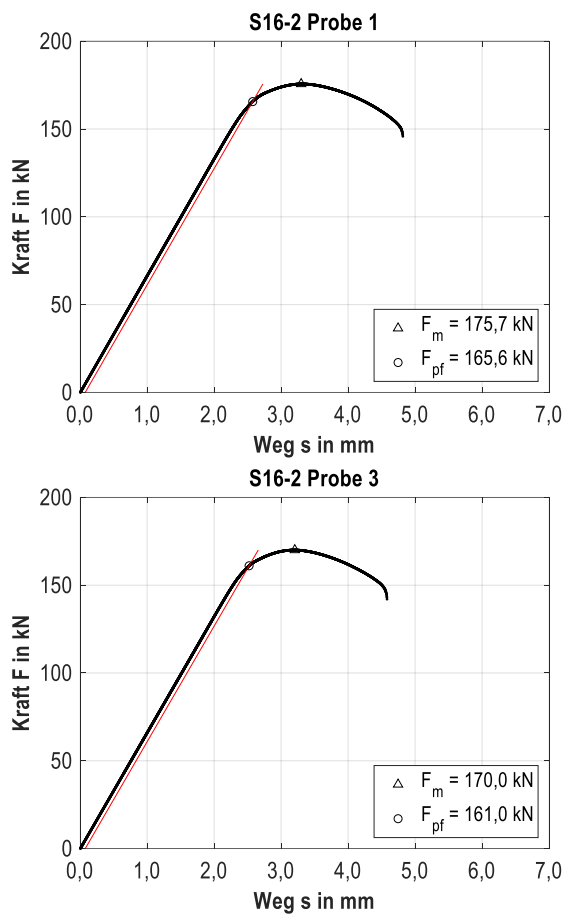


Abbildung 10.7: Kraft-Weg-Kurven der Zugversuche an fertigen Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 für die Variante S16-2 (3 Versuche)

10.2 Screening

10.2.1 Einschraubkurven

Einzelergebnisse der Schraubenabmessung $\varnothing 6$ mm

Pro Variante wurden vier Einschraubversuche nach DIN 267-30 durchgeführt. Die dargestellten Versuchsergebnisse zeigen neben den Einzelkurven (Messdaten) die Mittelwertkurve sowie die lokale Standardabweichung. Die Drehzahl betrug $n = 200 \text{ min}^{-1}$.

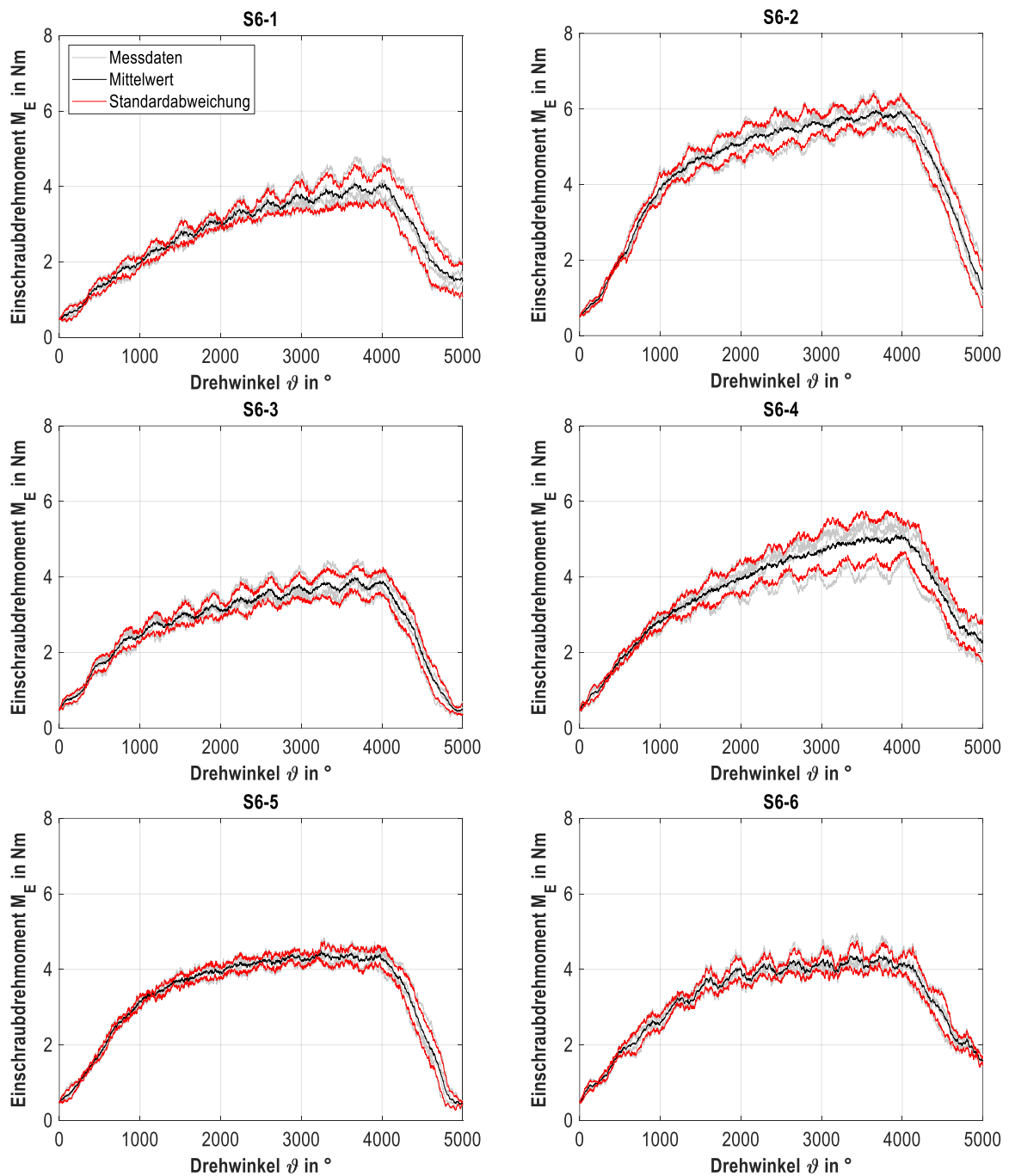


Abbildung 10.8: Screening: Einzelkurven der Varianten S6-1 bis S6-6 (Versuche: $n = 4$)

Einzelergebnisse der Schraubenabmessung Ø8 mm

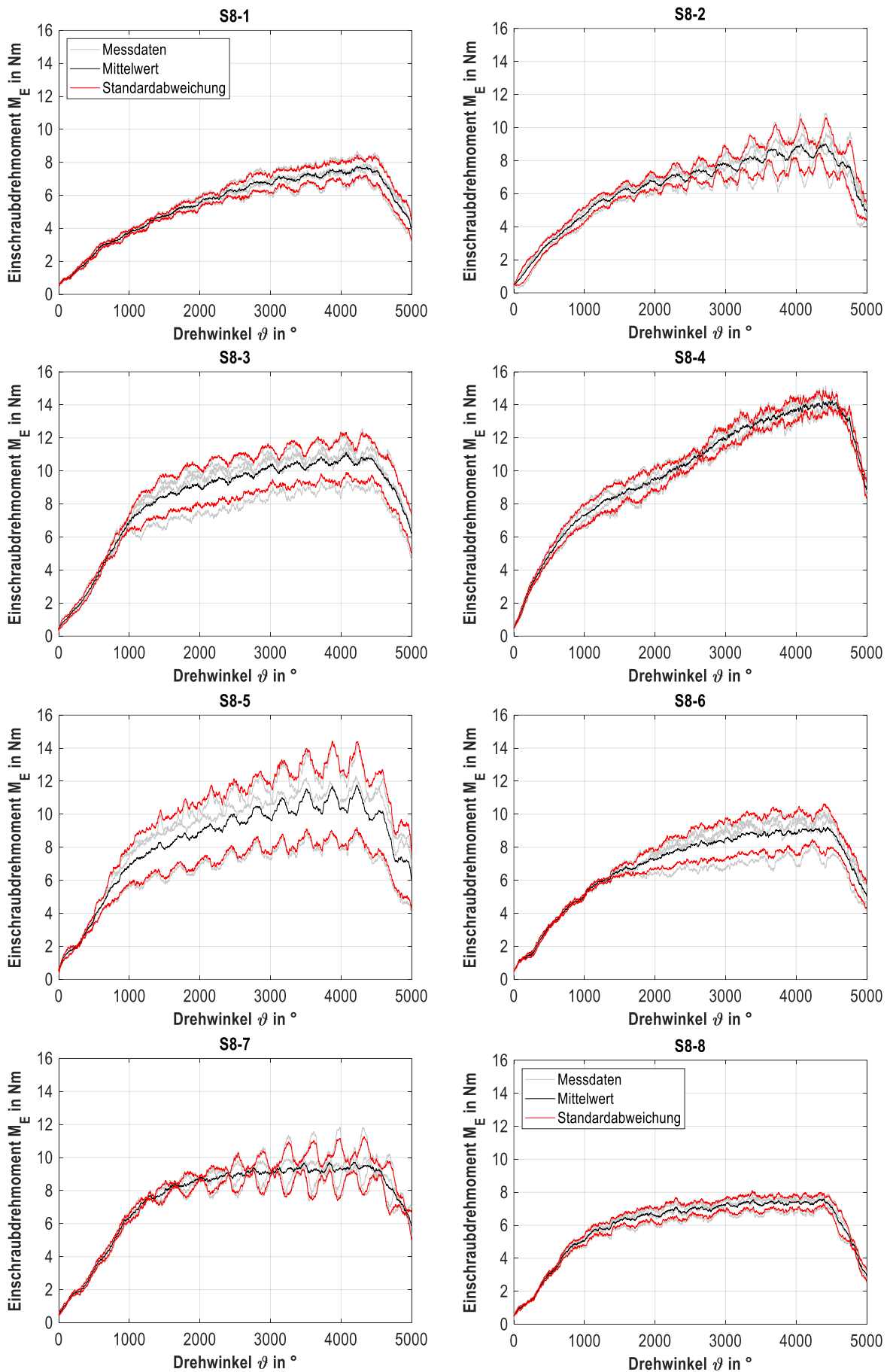


Abbildung 10.9: Screening: Einzelkurven der Varianten S8-1 bis S8-8 (Versuche: n = 4)

Eine zusammenfassende Darstellung der Einschraubdrehmomente für die Abmessungsbereiche Ø6 und Ø8 zeigt **Tabelle 10.3.**

Tabelle 10.3: Versuchsergebnisse der Einschraubversuche für die Varianten S6-1 bis S6-6 und S8-1 bis S8-8

Variante	M_E in Nm	Variante	M_E in Nm
S6-1	$4,3 \pm 0,41$	S8-1	$8,0 \pm 0,60$
S6-2	$6,2 \pm 0,37$	S8-2	$9,7 \pm 1,02$
S6-3	$4,2 \pm 0,21$	S8-3	$11,4 \pm 1,33$
S6-4	$5,4 \pm 0,54$	S8-4	$14,7 \pm 0,48$
S6-5	$4,7 \pm 0,18$	S8-5	$12,0 \pm 2,70$
S6-6	$4,6 \pm 0,30$	S8-6	$9,7 \pm 0,92$
		S8-7	$10,7 \pm 0,79$
		S8-8	$7,8 \pm 0,39$

je vier Versuche nach DIN 267-30 mit der Drehzahl $n = 200 \text{ min}^{-1}$ (Gewindefurchen), dem Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 5,5 \text{ mm}$ für S6-x und $d_{VL} = 7,4 \text{ mm}$ für S8-x, gefurcht in Prüfplatten aus dem Mutterwerkstoff EN AW-6082 T6 (105 HB)

10.2.2 Schliffbilder und Gewindevermessung

Die Gewindeausformung wurde im metallografischen Schliffbild vermessen und quantifiziert.

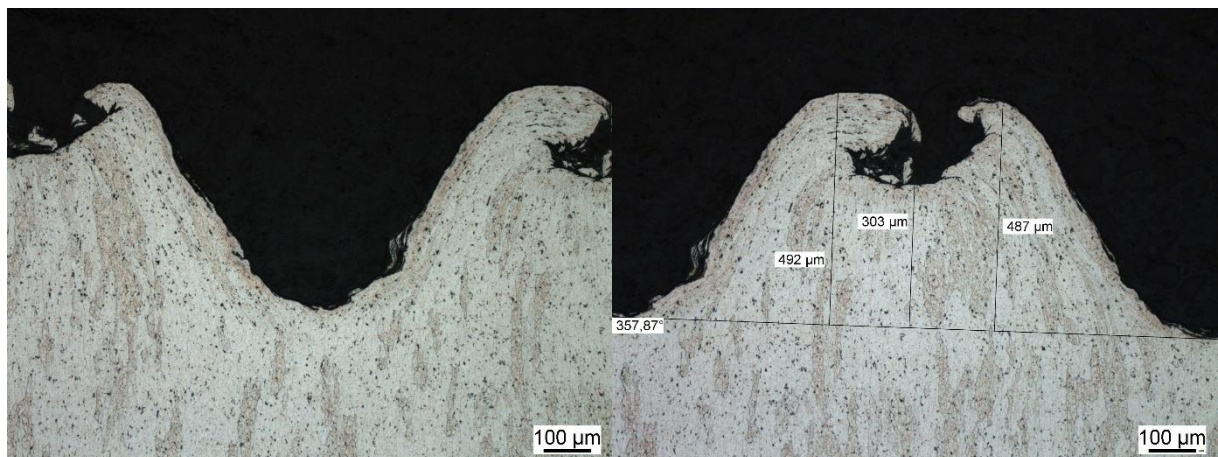


Abbildung 10.10: Gewindegrund und Vermessung der Gewindeausformung im Schliffbild, Variante S8-1 (Taptite 2000)

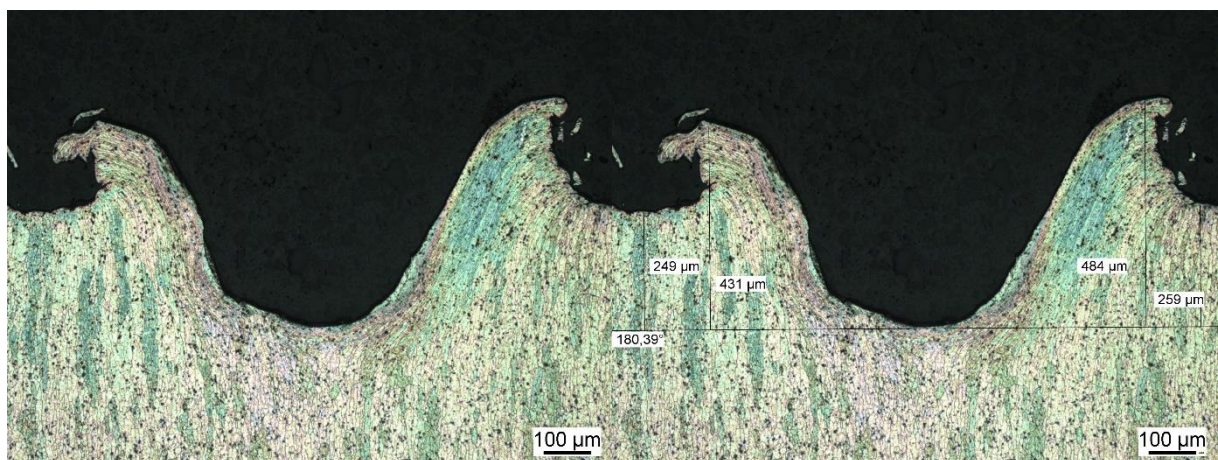


Abbildung 10.11: Gewindegrund und Vermessung der Gewindeausformung im Schliffbild, Variante S8-2 (Taptite 2000)

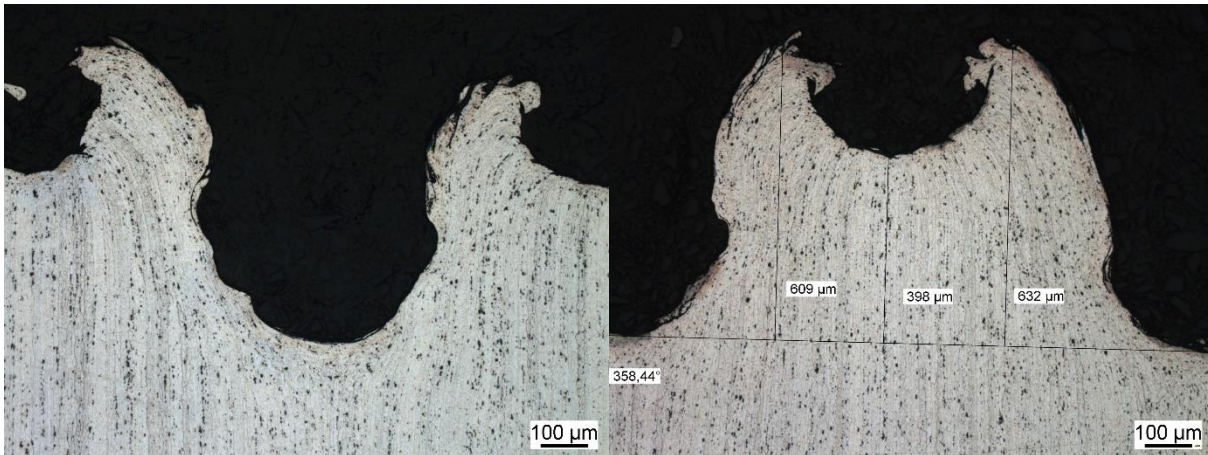


Abbildung 10.12: Gewindegrund und Vermessung der Gewindeausformung im Schliffbild, Variante S8-3 (ALtracs® Plus)

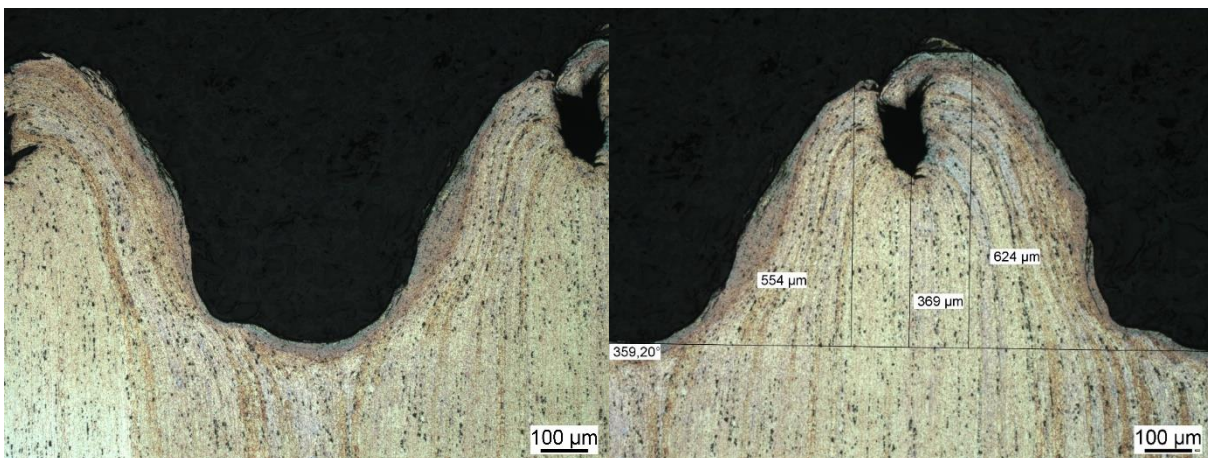


Abbildung 10.13: Gewindegrund und Vermessung der Gewindeausformung im Schliffbild, Variante S8-4 (Spiralform)

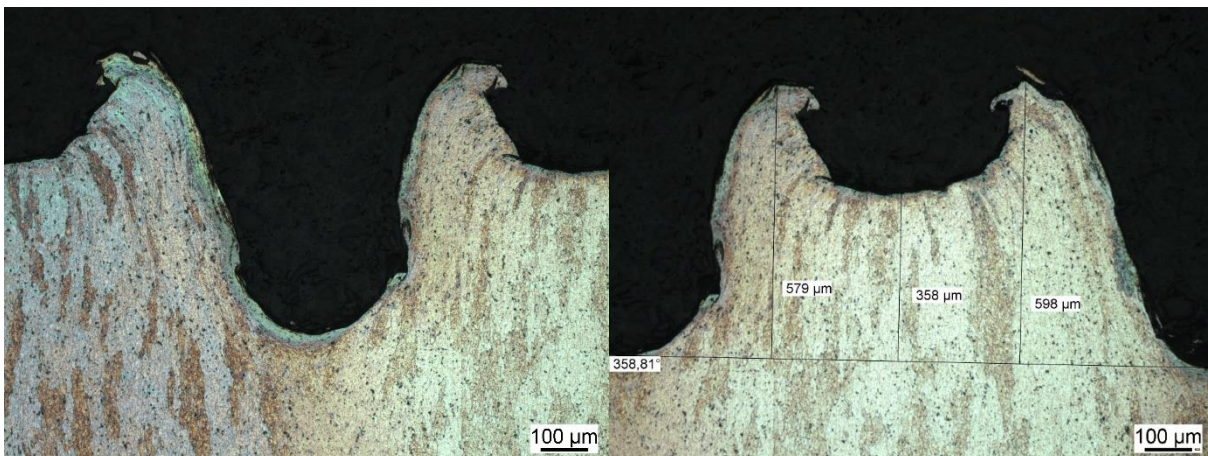


Abbildung 10.14: Gewindegrund und Vermessung der Gewindeausformung im Schliffbild, Variante S8-5 (ALtracs® Plus)

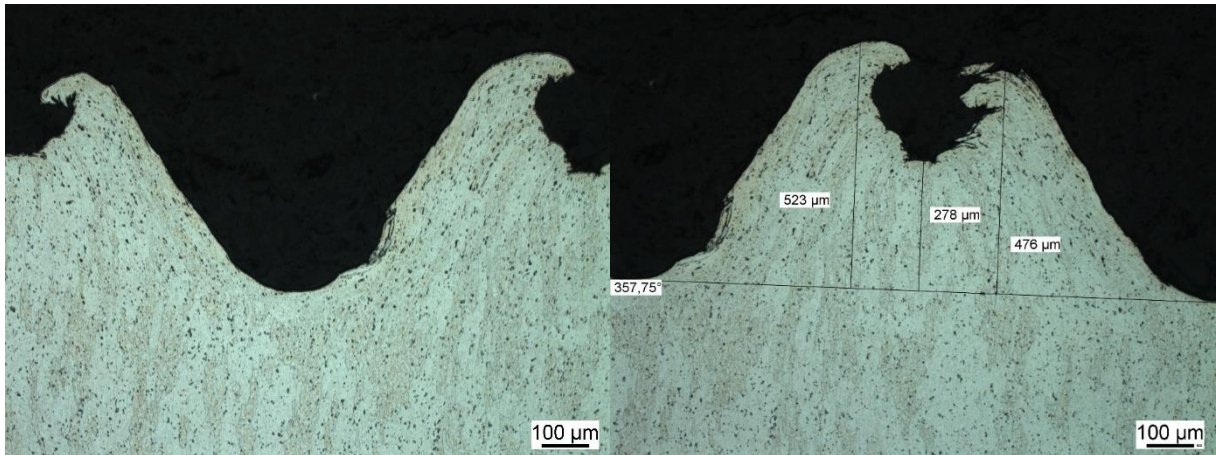


Abbildung 10.15: Gewindegrund und Vermessung der Gewindeausformung im Schlibfbild, Variante S8-6 (Taptite 2000)

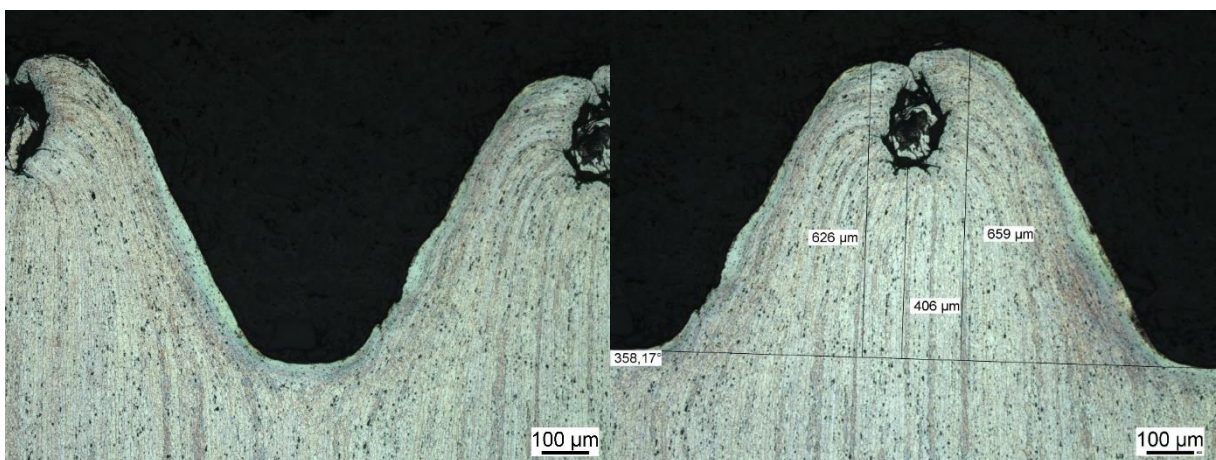


Abbildung 10.16: Gewindegrund und Vermessung der Gewindeausformung im Schlibfbild, Variante S8-7 (Triform)

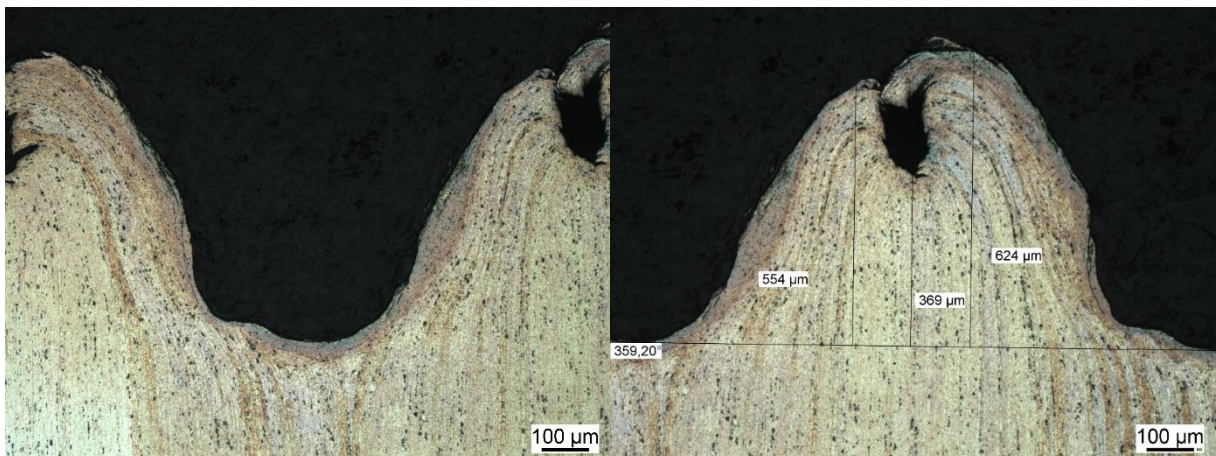


Abbildung 10.17: Gewindegrund und Vermessung der Gewindeausformung im Schlibfbild, Variante S8-8 (Nedtite)

Die vergleichende Darstellung mittels metallografischen Schliffen zeigt signifikante Unterschiede in der geometrischen Ausprägung des gefurchten Muttergewindes. Sowohl im Bereich der Gewindegrundausrundung als auch in der Höhe der ausgeformten Flanken zeigt sich eine starke Abhängigkeit zur Furchspitzen- und Flanken­geometrie der Schraube. Rückschlüsse auf eine Abhängigkeit der Gewindeausformung bezüglich des verwendeten Beschichtungssystems sind auf Grundlage der Schlibfbilder nicht möglich. Ein systematischer Vergleich zum Einfluss des Oberflächen- und Gleitmittelsystems beim Gewindefurchen wurde in **Kapitel 5.3** durchgeführt.

10.2.3 Computertomografie

Die Charakterisierung der Gewindeausformung erfolgte neben der konventionellen Methode mittels metallografischen Schliff mithilfe der Computertomografie. Die zu vergleichenden Auswertegrößen stellen der Traganteil TA und die Fläche A dar, vgl. **Kapitel 5.2.2.2**. Für jede Variante wurde diskret alle 40° eine virtuelle Schnittebene bewertet, sodass in Summe jeweils neun Schnittebenen den Verlauf der Gewindeausformung über den Umfang darstellen. Pro Schnittebene wurden jeweils fünf Gewindegänge ausgewertet (links und rechts).

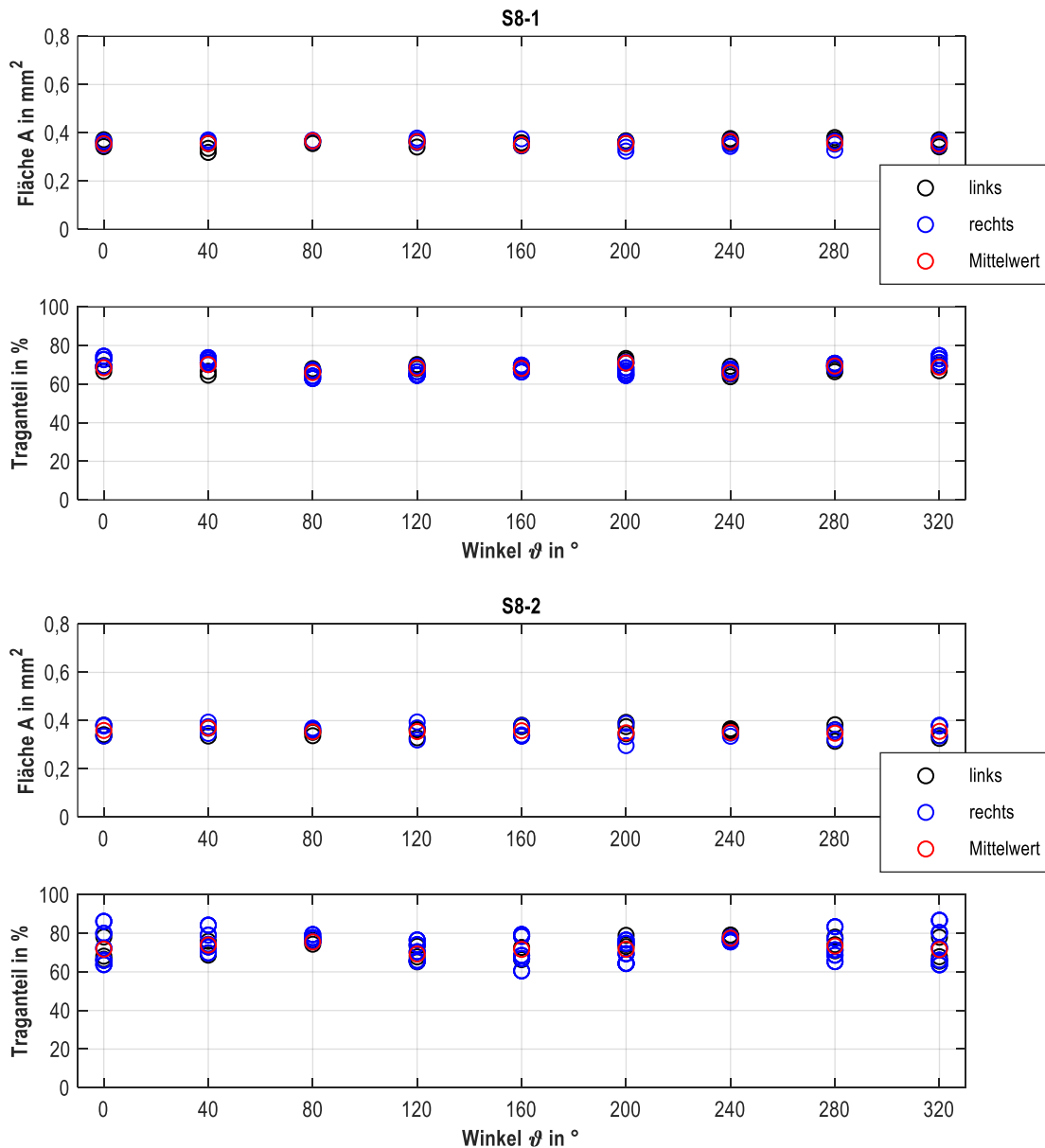


Abbildung 10.18: CT-Auswertung der Gewindezahnfläche und des Traganteils für Varianten S8-1 und S8-2

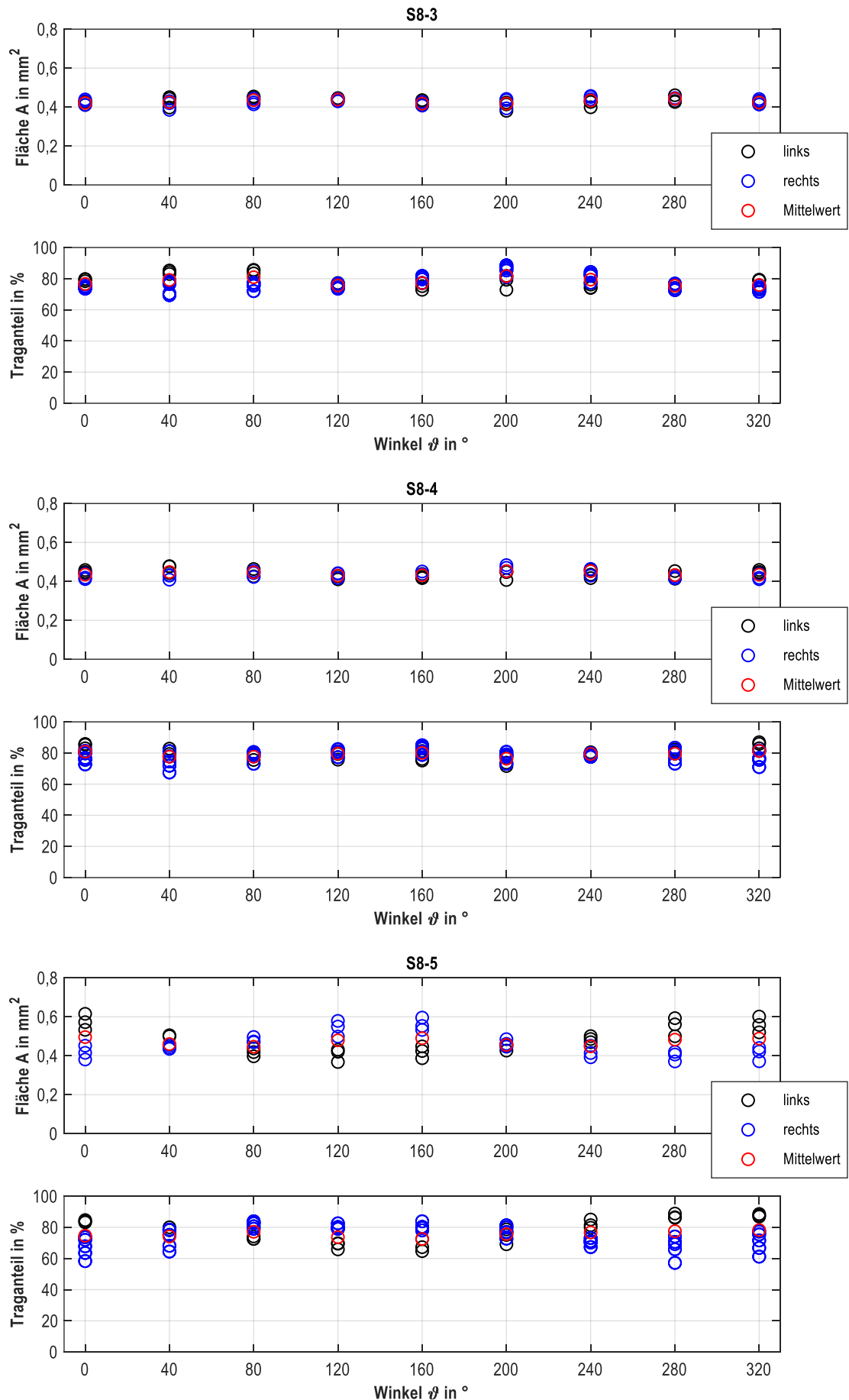


Abbildung 10.19: CT-Auswertung der Gewindezahnfläche und des Traganteils für Varianten S8-3 bis S8-5

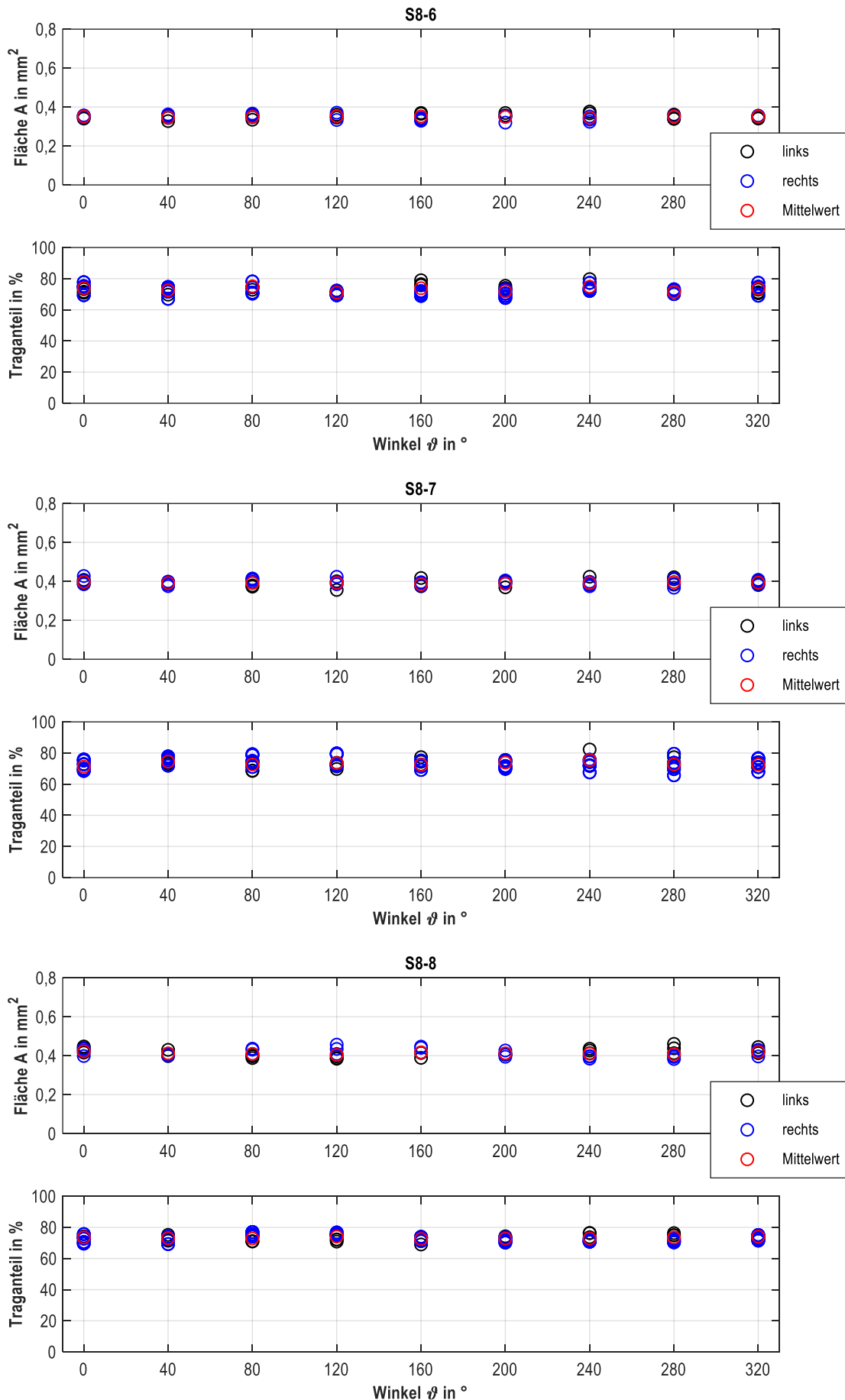


Abbildung 10.20: CT-Auswertung der Gewindezahnfläche und des Traganteils für Varianten S8-6 bis S8-8

10.2.4 Nano-Indentation

Einzelergebnisse der Nano-Indentationsprüfung im gefurchten Gewinde für die Varianten S8-1 bis S8-8

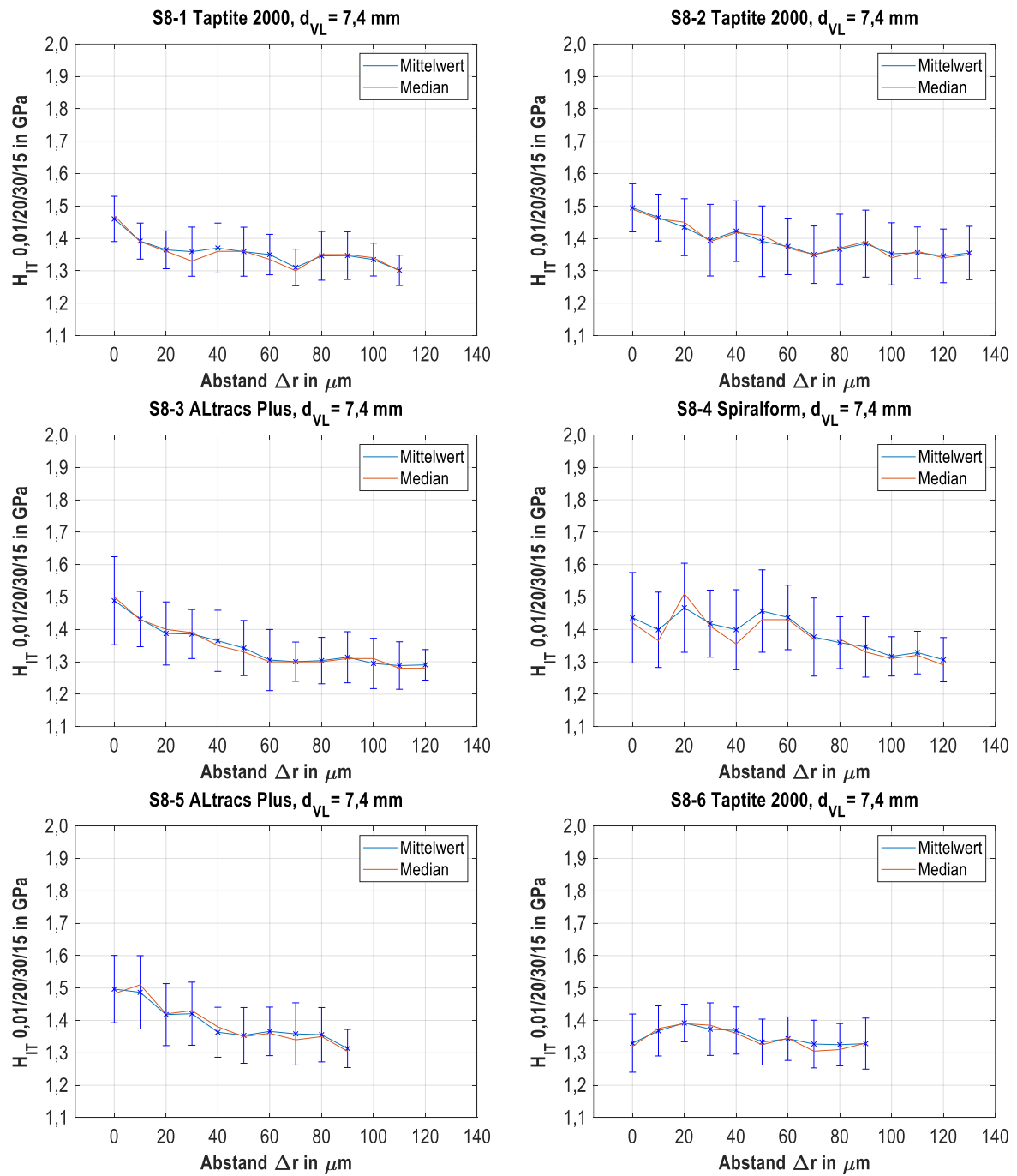


Abbildung 10.21: Eindringhärteverläufe für die Varianten S8-1 bis S8-6

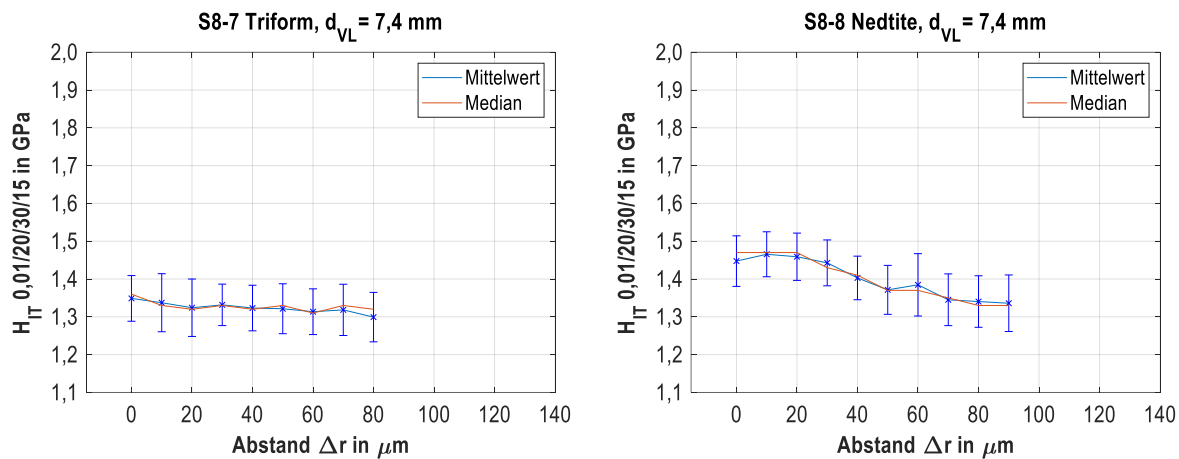


Abbildung 10.22: Eindringhärteverläufe für die Varianten S8-7 und S8-8

10.3 Gleitmittelvergleich

10.3.1 Einschraubkurven

Pro Variante wurden zehn Einzelversuche durchgeführt. Die Versuchsergebnisse zeigen Einzelkurven (Messdaten), die Mittelwertkurve sowie die lokale Standardabweichung.

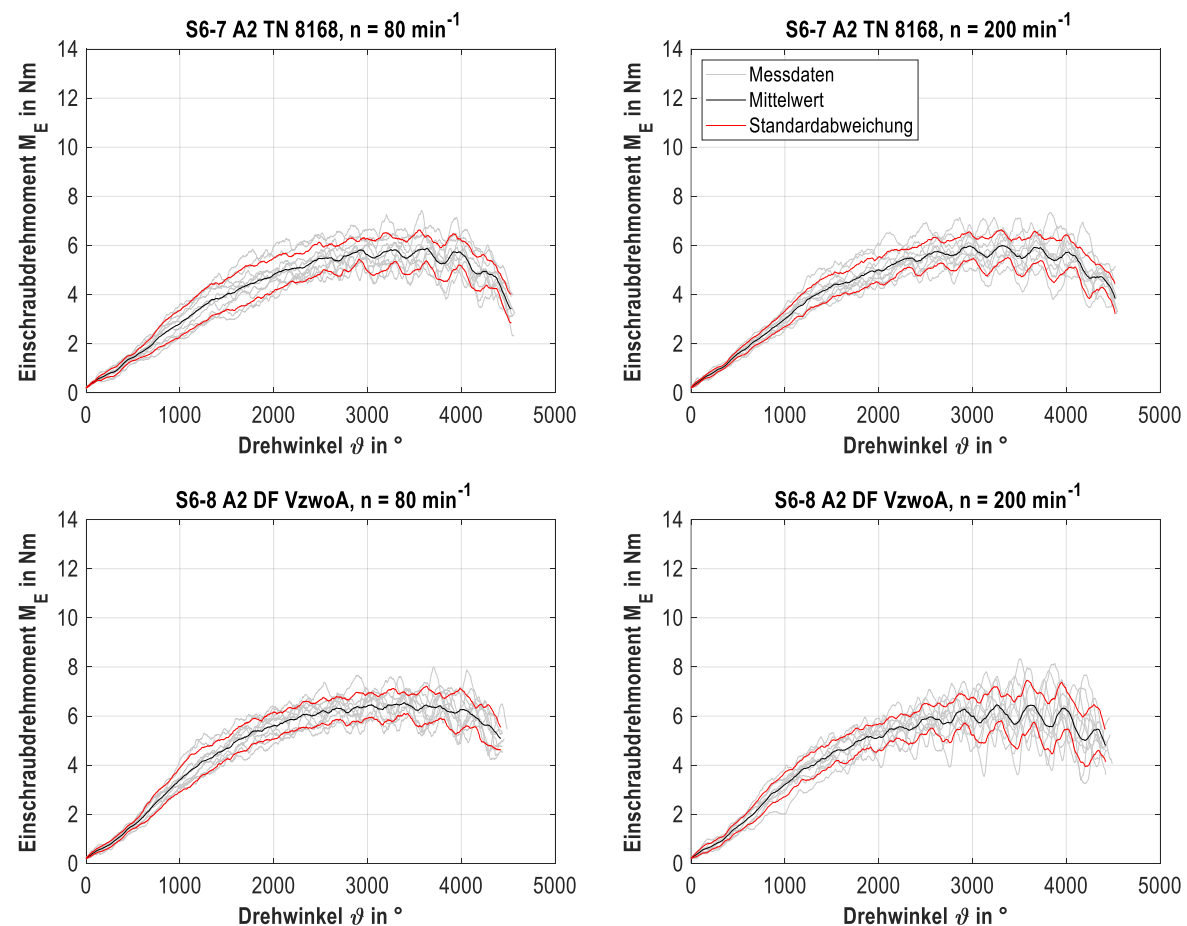


Abbildung 10.23: Einschraubkurven für die Varianten S6-7 und S6-8 für die Drehzahlen $n = 80 \text{ min}^{-1}$ und $n = 200 \text{ min}^{-1}$

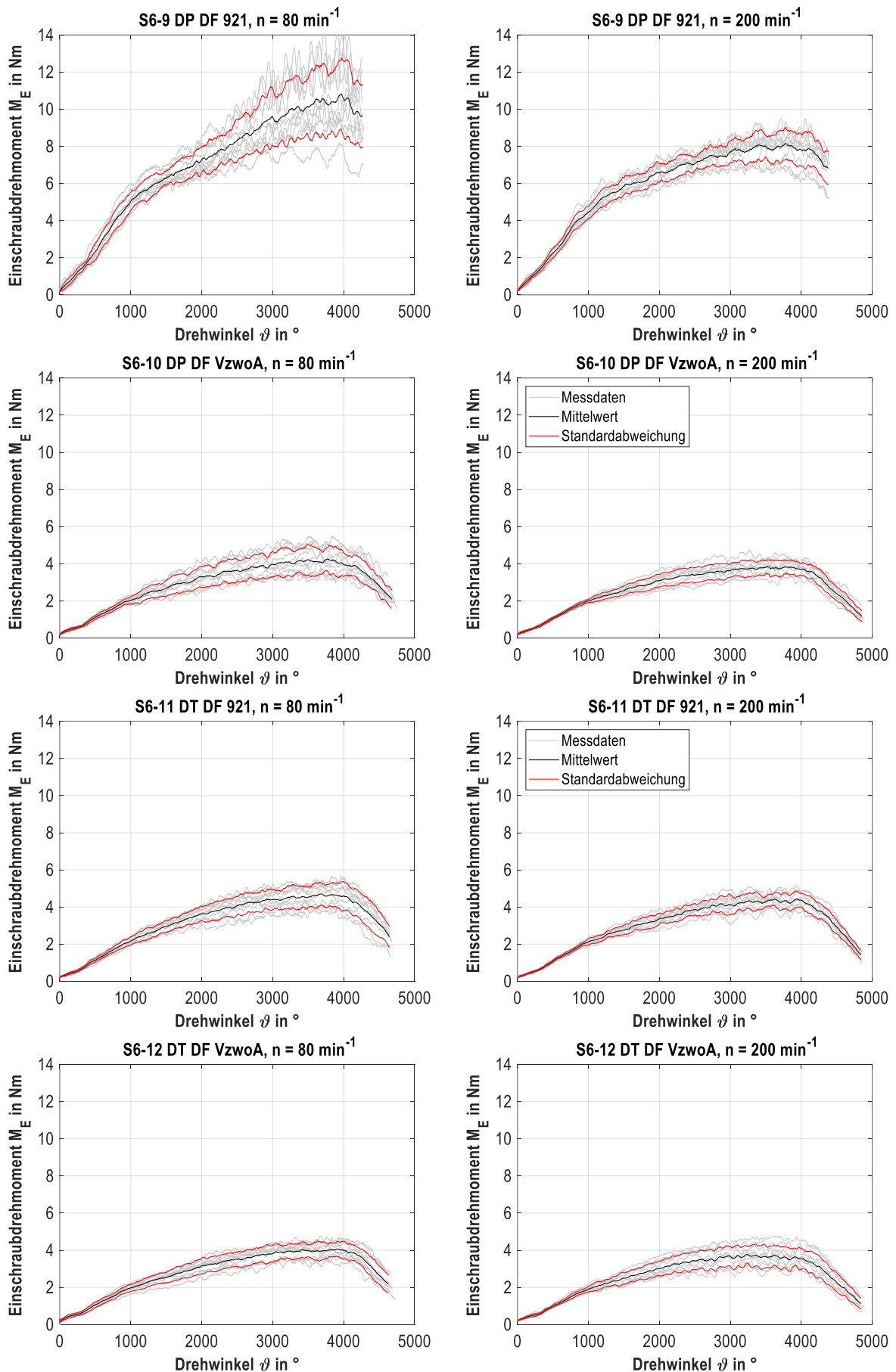


Abbildung 10.24: Einschraubkurven für die Varianten S6-9 bis und S6-12 für die Drehzahlen $n = 80 \text{ min}^{-1}$ und $n = 200 \text{ min}^{-1}$

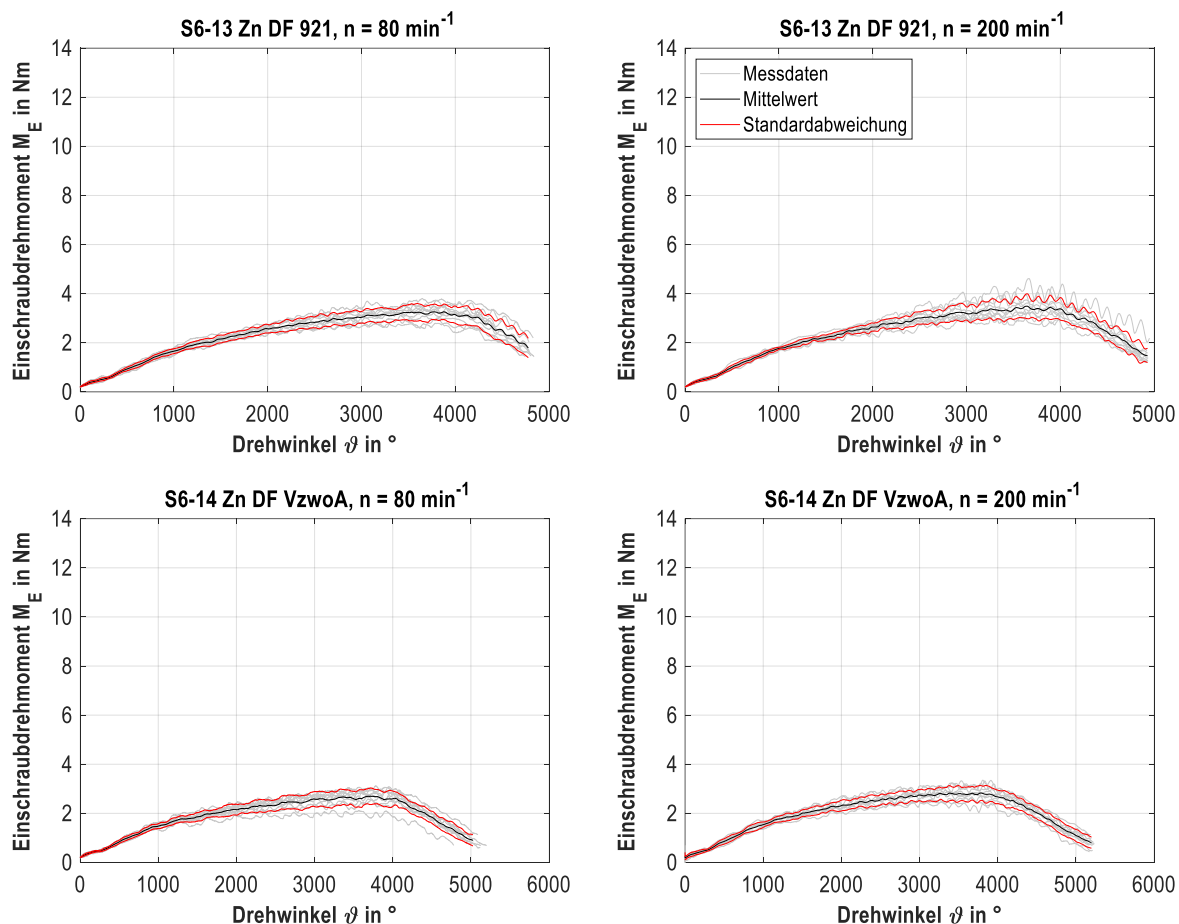


Abbildung 10.25: Einschraubkurven für die Varianten S6-13 und S6-14 für die Drehzahlen $n = 80 \text{ min}^{-1}$ und $n = 200 \text{ min}^{-1}$

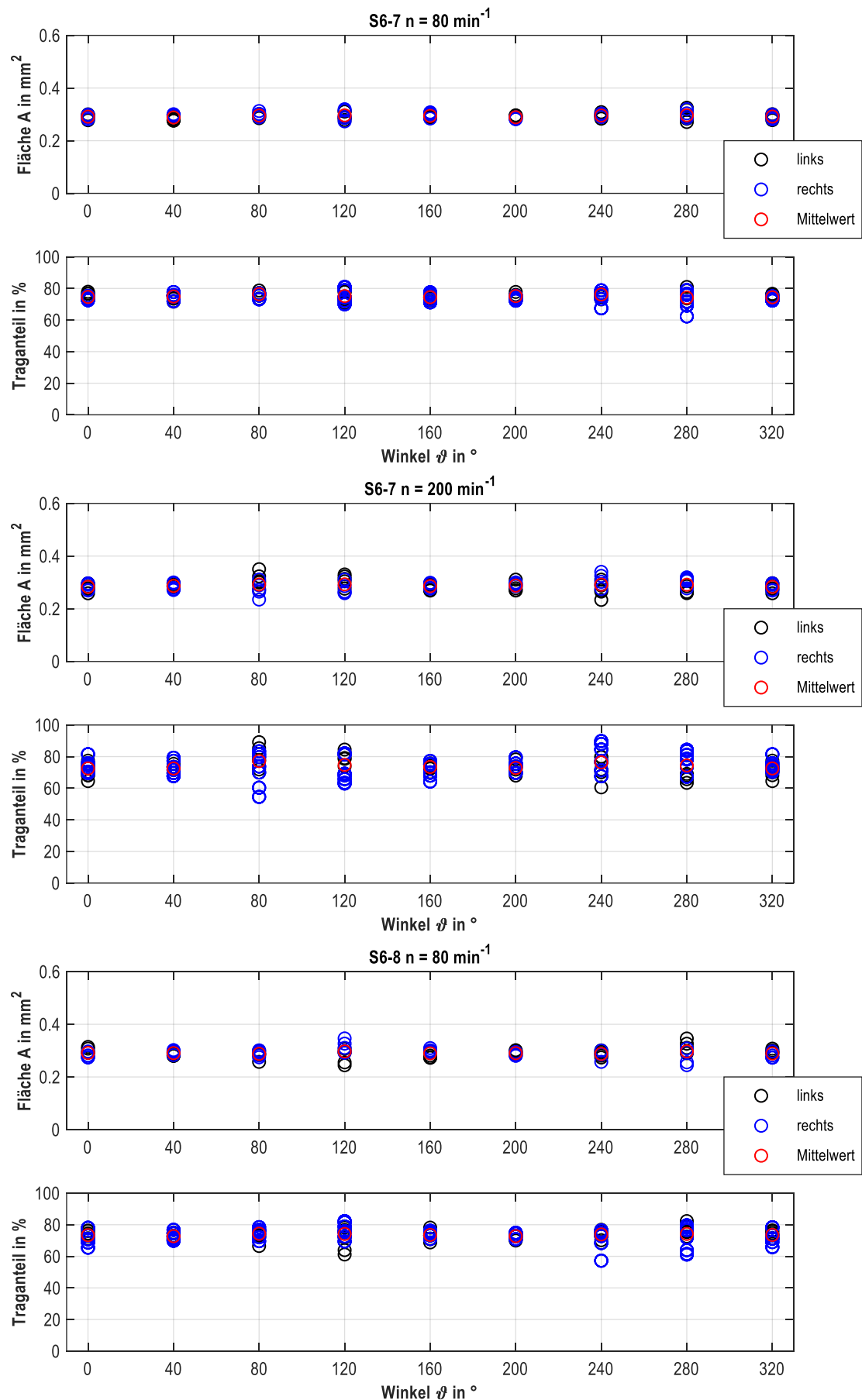
Die Versuchsergebnisse sind in Form des mittleren Einschraubdrehmomentes für die betrachteten Drehzahlen $n = 80$ und $n = 200 \text{ min}^{-1}$ gegenübergestellt, **Tabelle 10.4**.

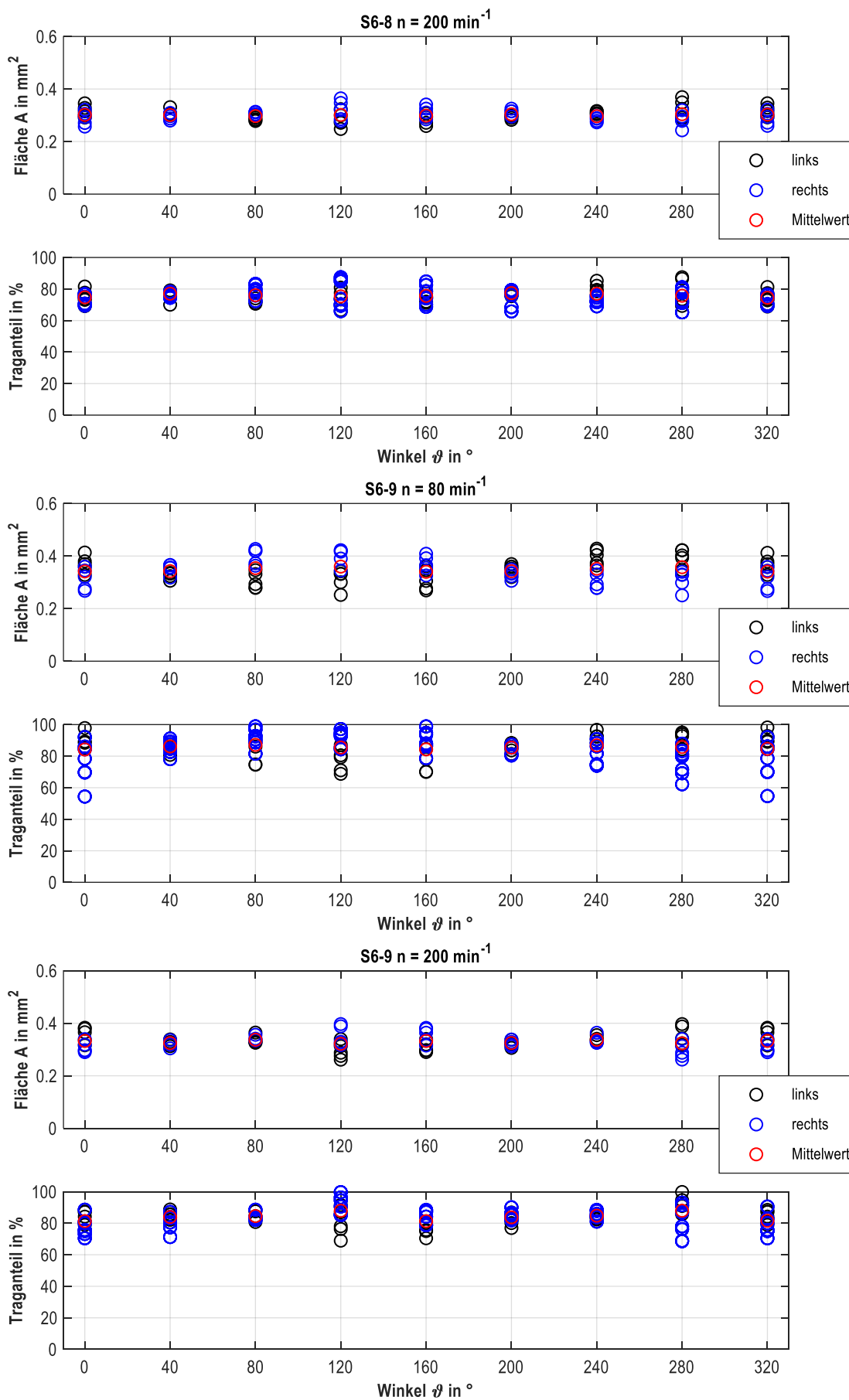
Tabelle 10.4: Versuchsergebnisse Einschraubversuche für die Varianten S6-7 bis S-14

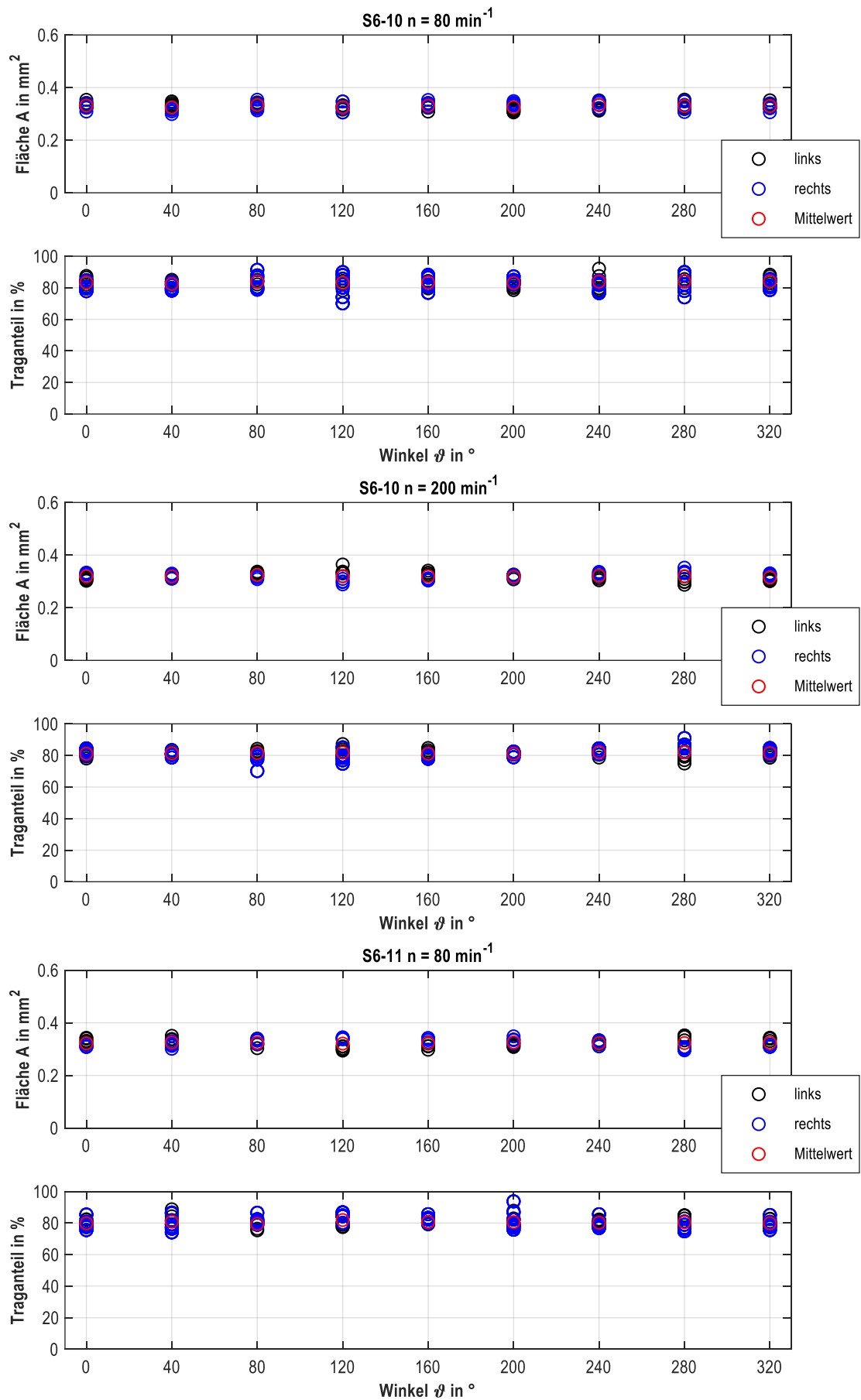
Varianten	M _E in Nm	
	$n = 80 \text{ min}^{-1}$	$n = 200 \text{ min}^{-1}$
S6-7	$6,3 \pm 0,57$	$6,4 \pm 0,64$
S6-8	$7,1 \pm 0,45$	$7,2 \pm 0,73$
S6-9	$11,5 \pm 2,06$	$8,6 \pm 0,78$
S6-10	$4,5 \pm 0,64$	$4,0 \pm 0,42$
S6-11	$4,9 \pm 0,61$	$4,6 \pm 0,4$
S6-12	$4,3 \pm 0,4$	$4,0 \pm 0,52$
S6-13	$3,4 \pm 0,32$	$3,7 \pm 0,47$
S6-14	$2,8 \pm 0,31$	$3,0 \pm 0,28$

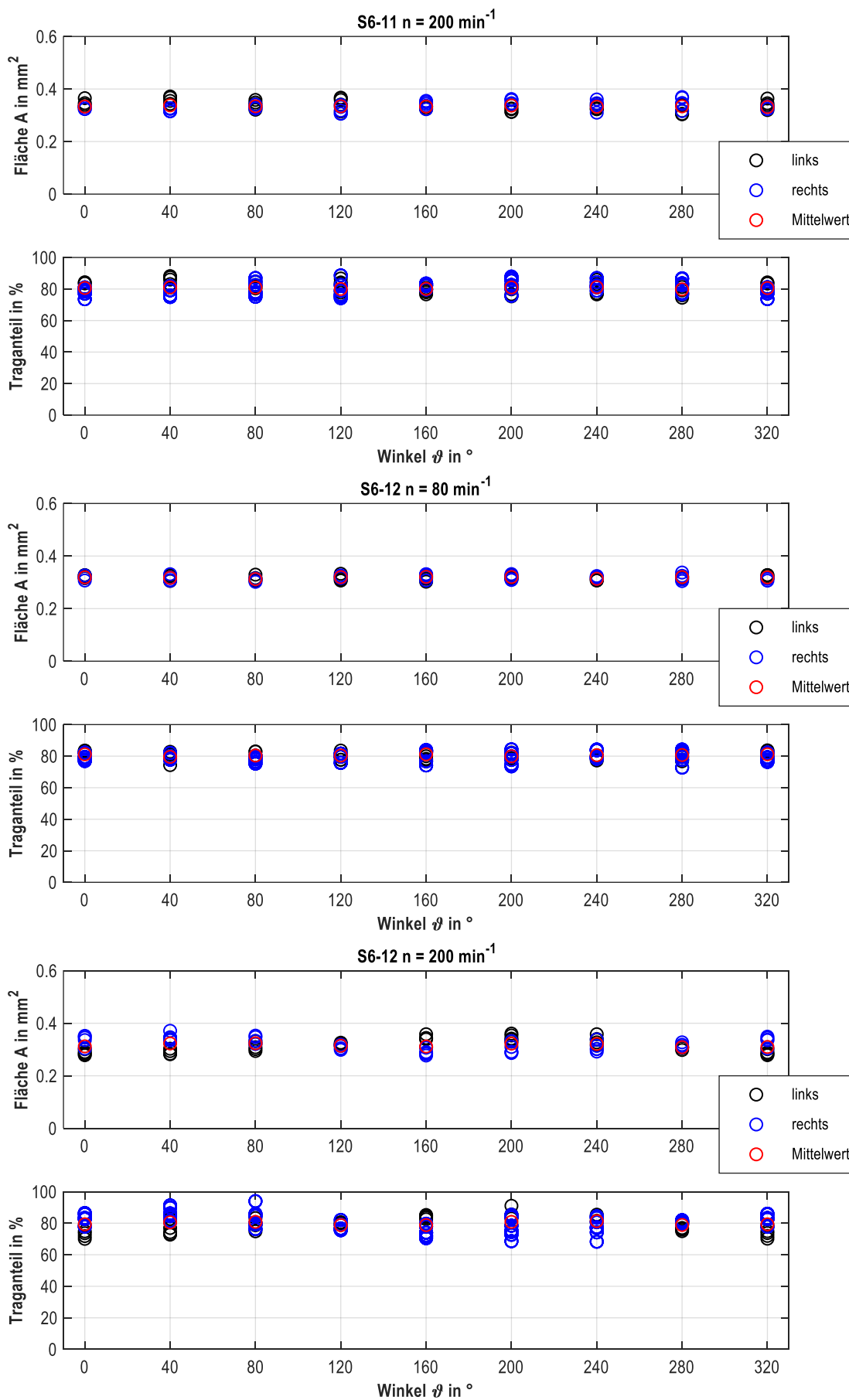
10.3.2 Computertomografie

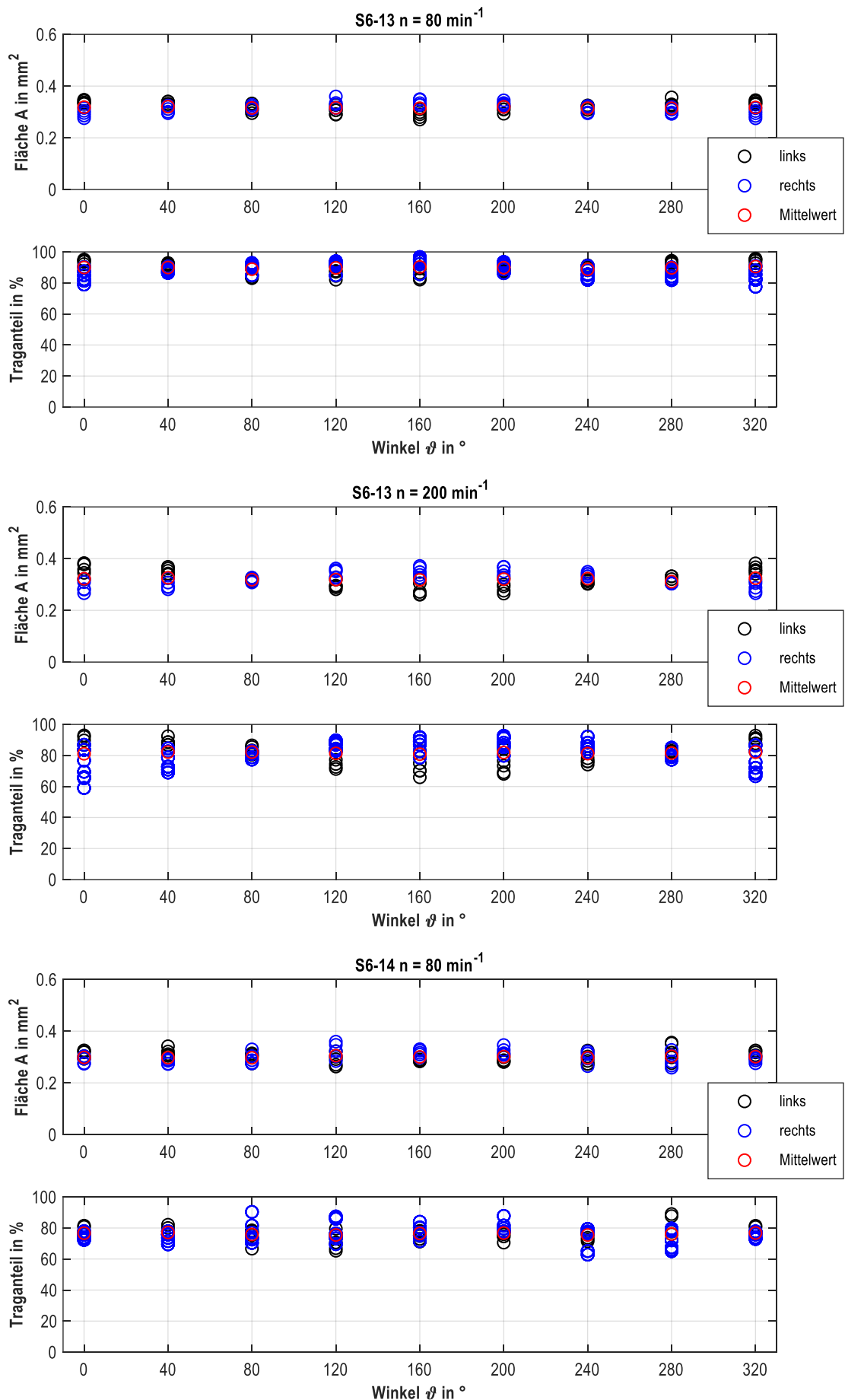
Auswertung der Gewindeausformung (Zahnfläche A und Traganteil TA) für neun Schnittebenen











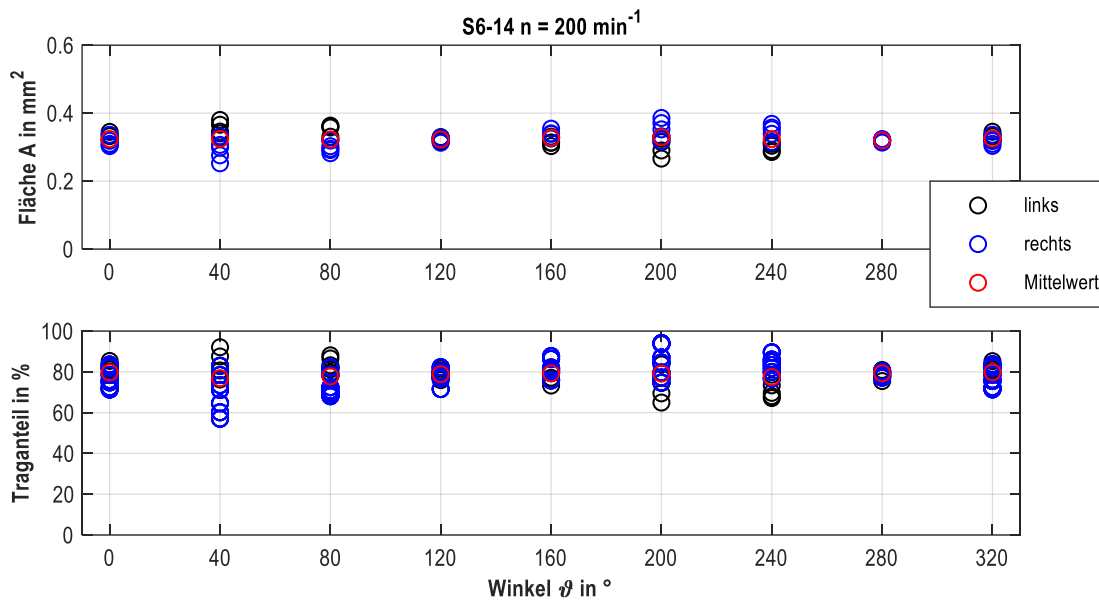


Abbildung 10.26: CT-Auswertungen der Gewindezahnfläche und der Traganteils für die Schrauben S6-7 bis S6-14 im Einschraubversuch in Anlehnung an DIN 267-30 in EN AW-6082 T6 für die Drehzahlen $n = 80$ und 200 min^{-1}

Die dreidimensionale CT-Darstellung des geformten Gewindes zeigt, dass die Gewindeausformung über den Umfang unterschiedlich stark ausgeprägt ist und veranschaulicht die quantitativen Ergebnisse der zuvor gezeigten Auswertungen.

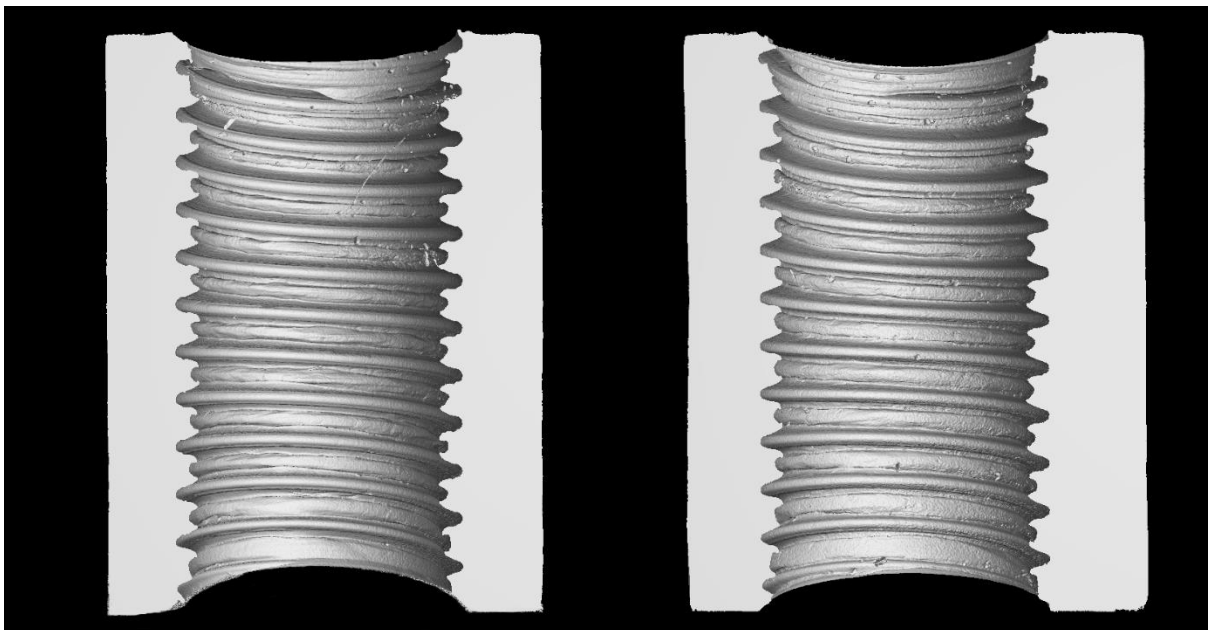


Abbildung 10.27: Beispiel für virtuellen 3D-CT-Schnitt durch das gefurchte Mutterngewinde

10.3.3 Montagekurven

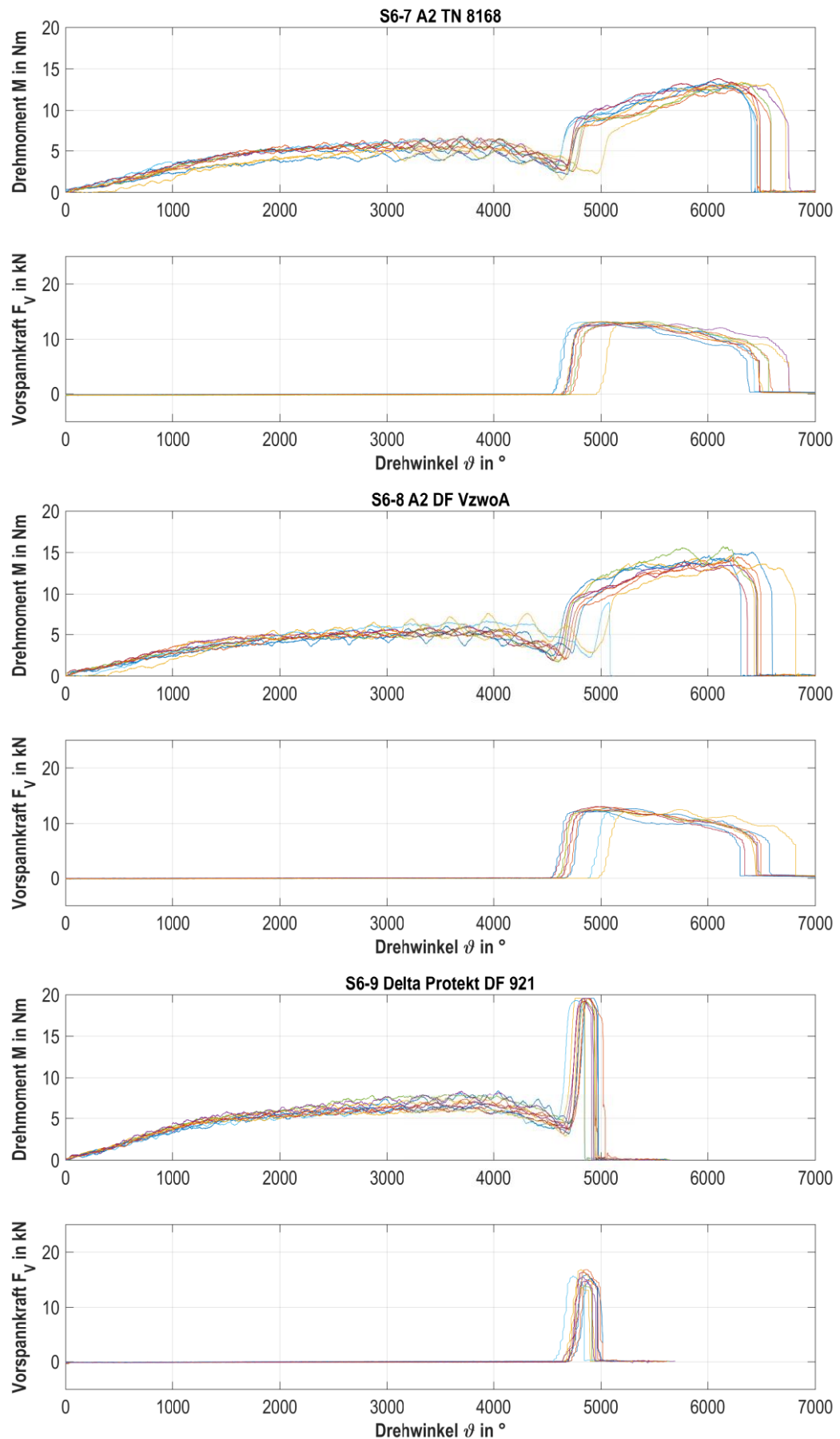


Abbildung 10.28: Drehmoment-/ Vorspannkraft-Drehwinkel Verlauf für Varianten S6-7 bis S6-9 (Versuche n = 10)

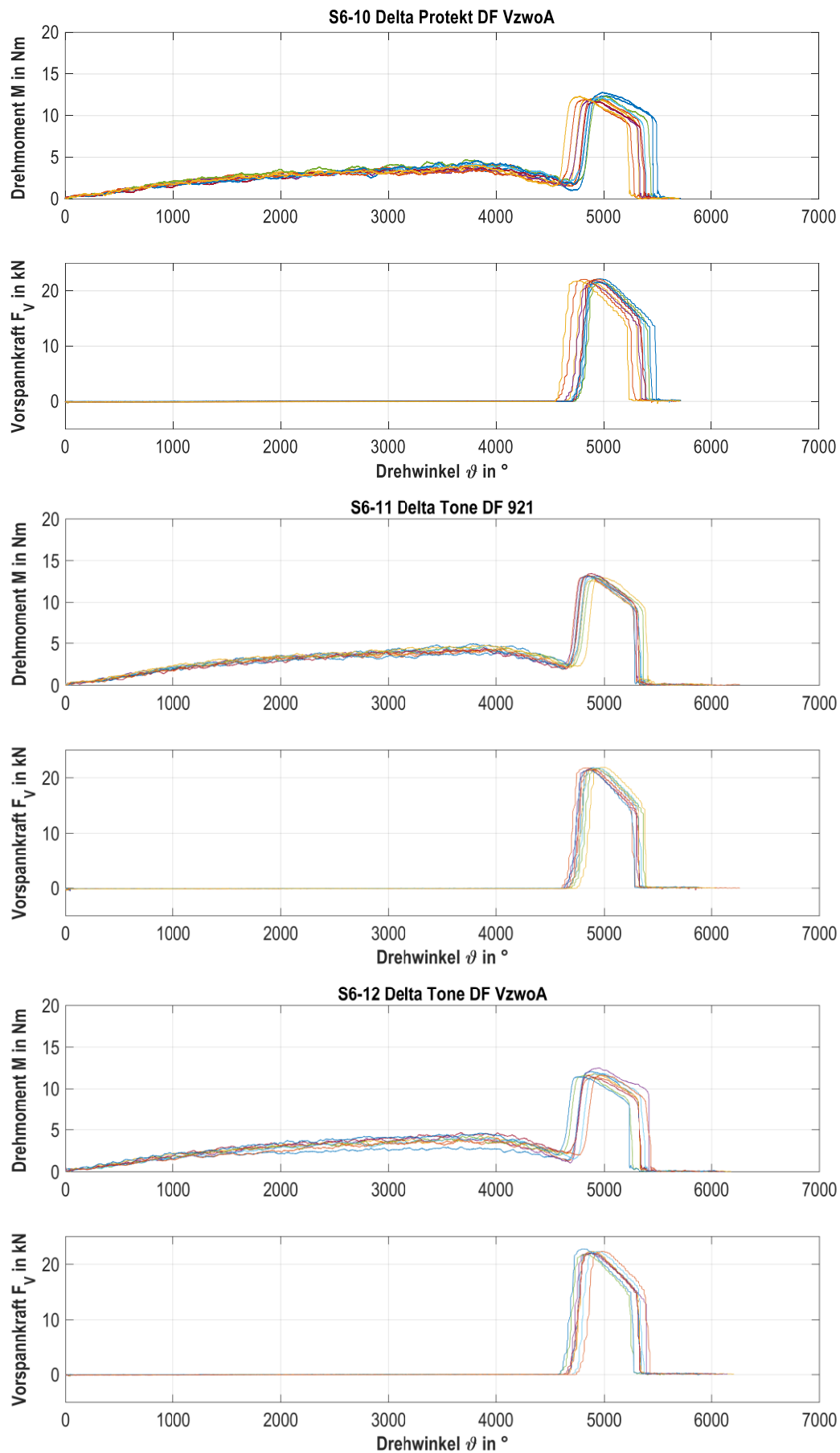


Abbildung 10.29: Drehmoment-/ Vorspannkraft-Drehwinkel Verlauf für Variante S6-10 bis S6-12 (Versuche $n = 10$)

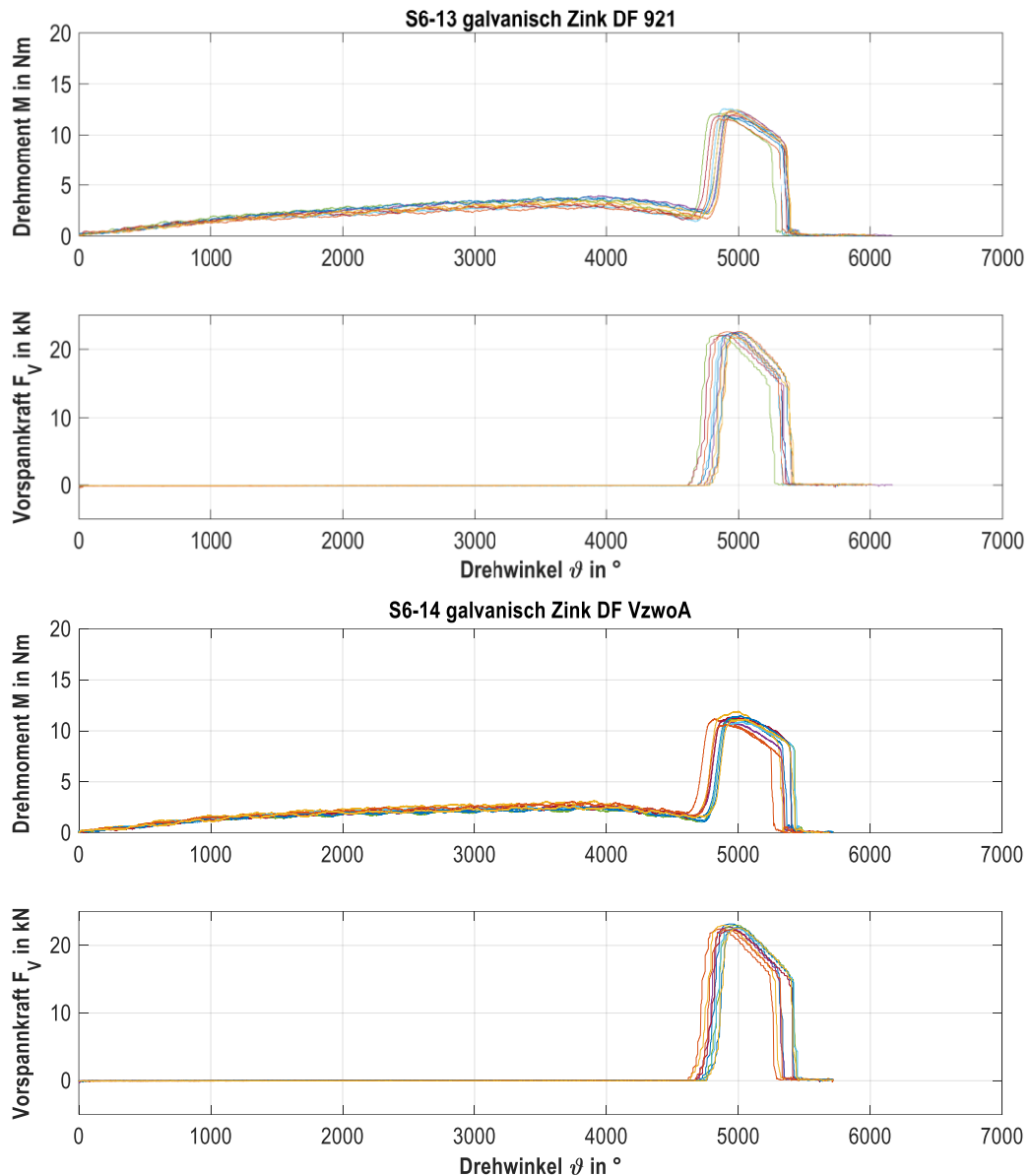


Abbildung 10.30: Drehmoment-/ Vorspannkraft-Drehwinkel Verlauf für Variante S6-13 und S6-14 (Versuche $n = 10$)

Tabelle 10.5: Versuchsergebnisse der Montageversuche für die Varianten S6-7 bis S6-14

Variante	M_E in Nm	$M_{\bar{U}}$ in Nm	$F_{V \max}$ in kN	M bei $0,75 \cdot F_P$ in Nm
S6-7	$6,2 \pm 0,59$	$13,2 \pm 0,39$	$13,1 \pm 0,14$	$6,4 \pm 0,49$
S6-8	$6,1 \pm 0,64$	$13,9 \pm 1,84$	$12,6 \pm 0,33$	$7,0 \pm 0,94$
S6-9	$7,3 \pm 0,77$	$19,5 \pm 0,16$	$15,4 \pm 0,99$	$16,9 \pm 1,83$
S6-10	$4,1 \pm 0,38$	$12,2 \pm 0,31$	$21,8 \pm 0,30$	$7,3 \pm 1,06$
S6-11	$4,5 \pm 0,24$	$13,1 \pm 0,24$	$21,6 \pm 0,18$	$8,5 \pm 1,26$
S6-12	$4,1 \pm 0,50$	$11,8 \pm 0,34$	$22,2 \pm 0,29$	$6,9 \pm 1,98$
S6-13	$3,5 \pm 0,38$	$12,1 \pm 0,33$	$22,3 \pm 0,28$	$7,9 \pm 1,34$
S6-14	$2,7 \pm 0,23$	$11,2 \pm 0,35$	$22,7 \pm 0,29$	$6,4 \pm 1,21$

je zehn Versuche mit Drehzahl $n = 200 \text{ min}^{-1}$ (Gewindefurchen), Drehzahl $n = 20 \text{ min}^{-1}$ (Anzug), Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 5,5 \text{ mm}$, Mutterwerkstoff EN AW-6082 T6

10.4 Anwendungsorientierte Bauteilverschraubung

10.4.1 Optische Vermessung

Die optische Vermessung der Schrauben zeigt eine sehr hohe Fertigungsgüte durch minimale Streuung der verglichenen Gewindegeometrieparameter. Ein Einfluss auf das resultierende Einschraubdrehmoment aus fertigungsbedingten Toleranzen der gewindefurchenden Schraube ist somit nicht zu erwarten. Streuungen des für das Gewindefurchen erforderlichen Drehmoments sind hingegen auf die Prozessführung beim Einschrauben und auf tribologische Effekte zurückzuführen. Neben der Beständigkeit des Gleitmittels (gute Anhaftung erforderlich), können Verschleißmechanismen wie abrasive Spanbildung oder adhäsive Kaltaufschweißungen den Drehmomentverlauf beeinflussen. Weiterführende Details und Ergebnisse sind im Abschlussbericht des AiF-Vorhabens „Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von Schraubenverbindungen mit gefurchtem Gewinde“ dargestellt [1].

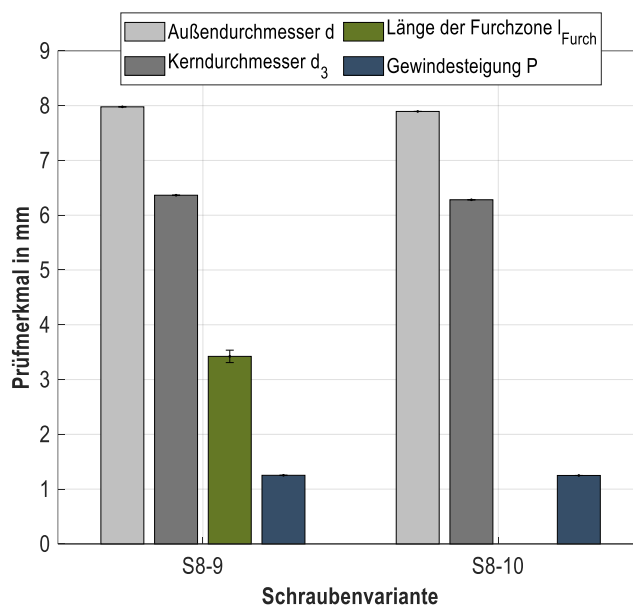


Abbildung 10.31: Messergebnisse - Optische Vermessung S8-9 (AP80x70/30) und S8-10 (M8x70/30)

10.4.2 Einschraubkurven

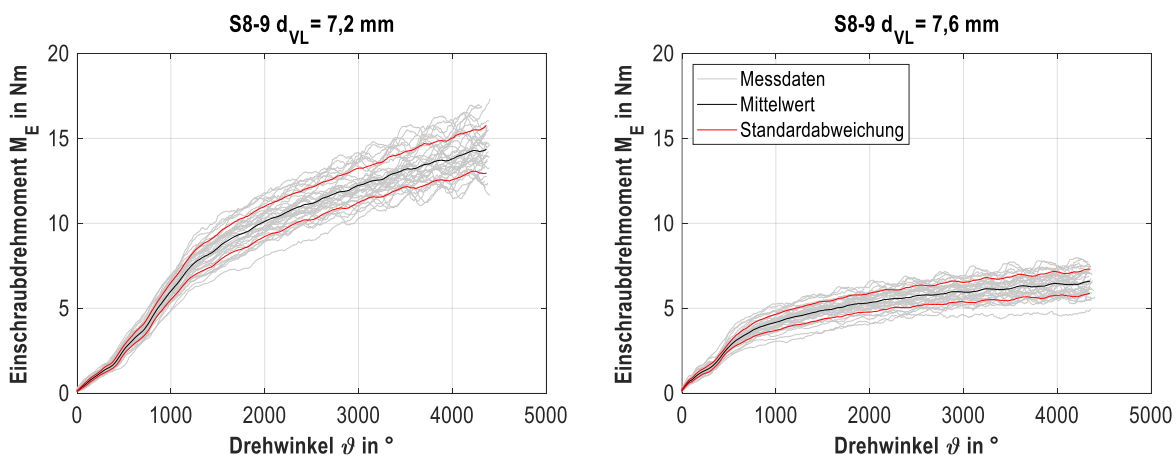


Abbildung 10.32: Einschraubkurven für S8-9 ALtracs® Plus 80x70/30 für den Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm (links; Versuch: $n = 34$) und $d_{VL} = 7,6$ mm (rechts; Versuch: $n = 34$), Einschraubtiefe $t_E = 20$ mm, Mutterwerkstoff: EN AW-6082 T6.

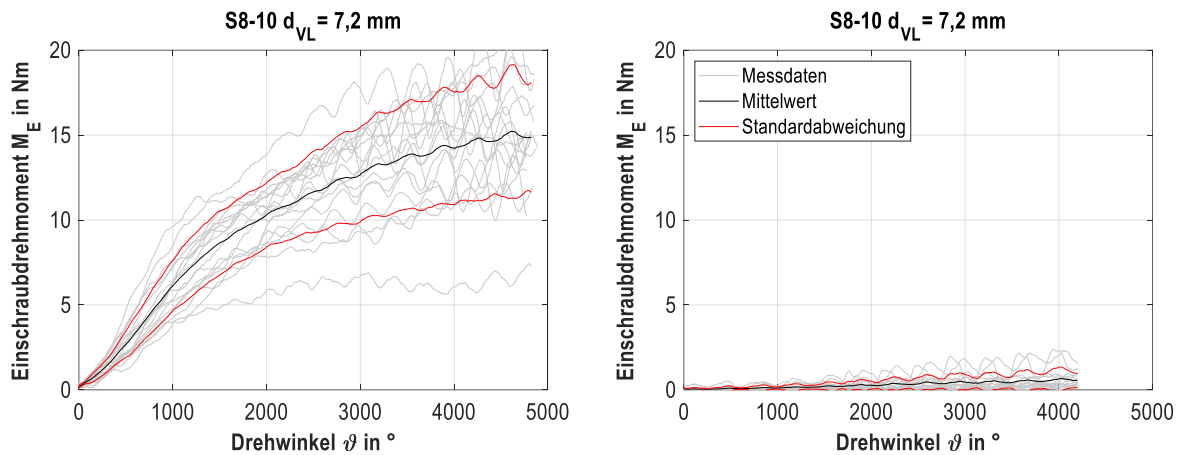


Abbildung 10.33: Einschraubkurven für S8-10 M8x70/30 in mit S8-9 (ALtracs® Plus 8x70/30) vorgefurchtem Gewinde für den Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm (links; Versuche: $n = 17$) und $d_{VL} = 7,6$ mm (rechts; Versuche: $n = 17$), Einschraubtiefe $t_E = 20$ mm, Mutternwerkstoff: EN AW-6082 T6.

Die Steigung der Drehmomentverläufe im Anformbereich hängt unmittelbar mit dem Vorlochdurchmesser zusammen. Für das kleinere Vorloch muss mehr Material verdrängt werden, wodurch die zu leistende Umformarbeit entsprechend größer ist, was sich unmittelbar im erforderlichen Drehmoment widerspiegelt. Die Reibung im Ausformbereich ist relativ gleichmäßig und zeigt eine Parallelverschiebung für die Varianten S8-9 unabhängig vom Vorloch. Die Lösekurven veranschaulichen die unterschiedliche Haftung infolge der verschiedenen Flankenüberdeckungen, **Abbildung 10.34**. Die „Reparaturverschraubung“ mit der metrischen Schraube (S8-10) in das vorgefurchte Gewinde verdeutlicht insbesondere für das kleinere Vorloch ($d_{VL} = 7,2$ mm), dass infolge des geometrischen Unterschiedes der Gewindeflanken-geometrie (60 zu 33 °Flankenwinkel) weitere Umformarbeit geleistet werden muss.

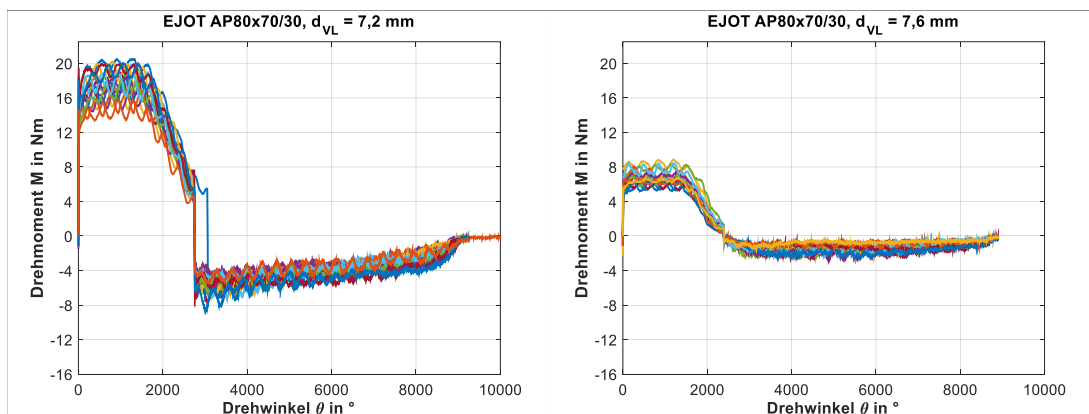


Abbildung 10.34: Lösekurven für S8-9 AP80x70/30 für den Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ und $7,6$ mm [1]

Tabelle 10.6: Versuchsergebnisse der Einschraubversuche für die Varianten S8-9 und S8-10

Variante	d_{VL} in mm	M_E in Nm	$M_{L\max}$ in Nm
S8-9	7,2	$15,2 \pm 1,23$	$-6,94 \pm 2,03$
S8-10	7,2	$16,7 \pm 3,64$	/
S8-9	7,6	$6,8 \pm 0,68$	$-2,1 \pm 0,43$
S8-10	7,6	$0,8 \pm 0,67$	/

mit $n = 300 \text{ min}^{-1}$ (Gewindefurchen), Mutternwerkstoff EN AW-6082 T6, für S8-9 je Vorlochdurchmesser 34 Einzelversuche, für S8-10 je Vorlochdurchmesser 17 Einzelversuche

10.4.3 Schliffbilder und Gewindevermessung

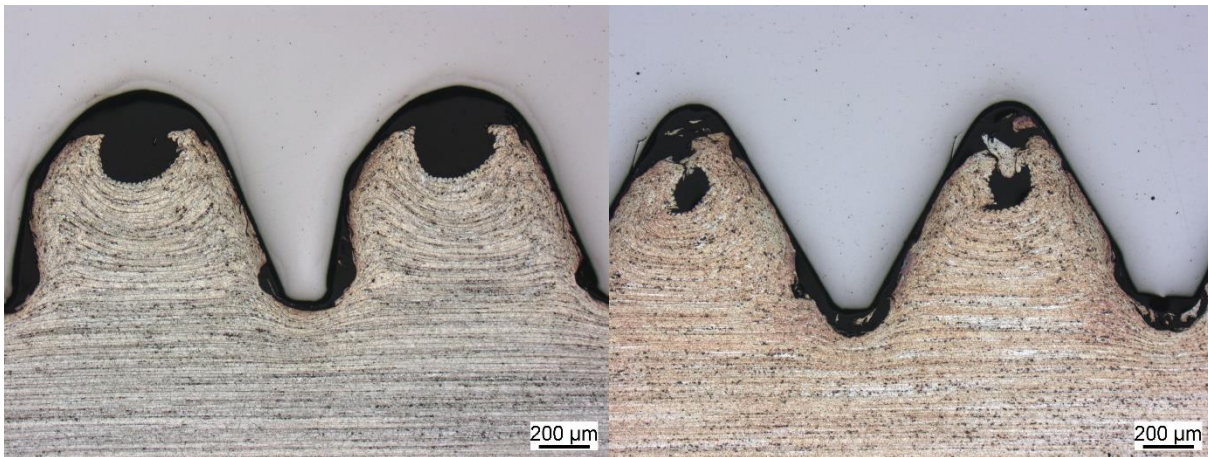


Abbildung 10.35: Gefurchtes Gewinde für Variante S8-9 (links) und die in das vorgefurchte Gewinde eingedrehte ISO-metrische Variante S8-10 (rechts) für den Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2 \text{ mm}$ [1]

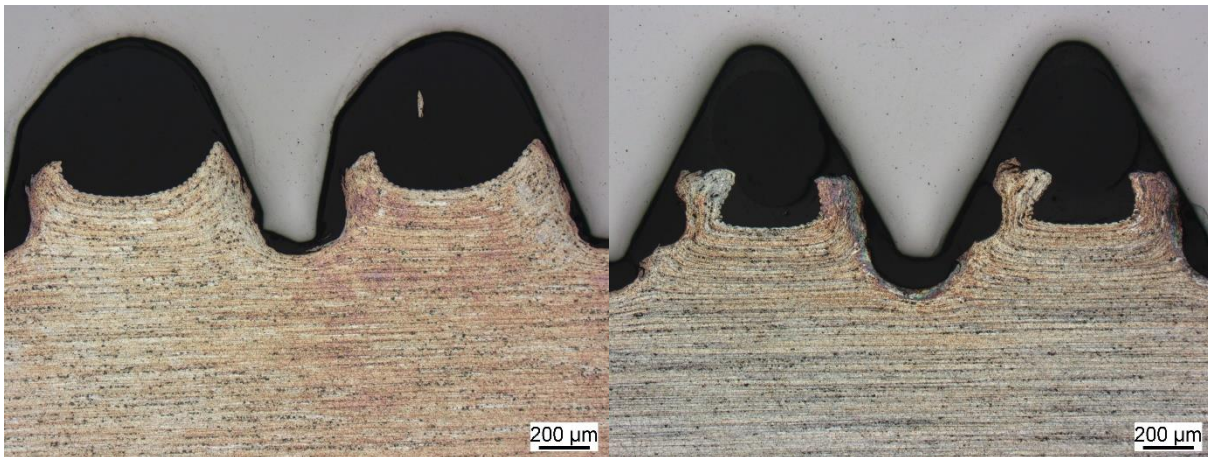


Abbildung 10.36: Gefurchtes Gewinde für Variante S8-9 (links) und die in das vorgefurchte Gewinde eingedrehte ISO-metrische Variante S8-10 (rechts) für den Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,6 \text{ mm}$ [1]

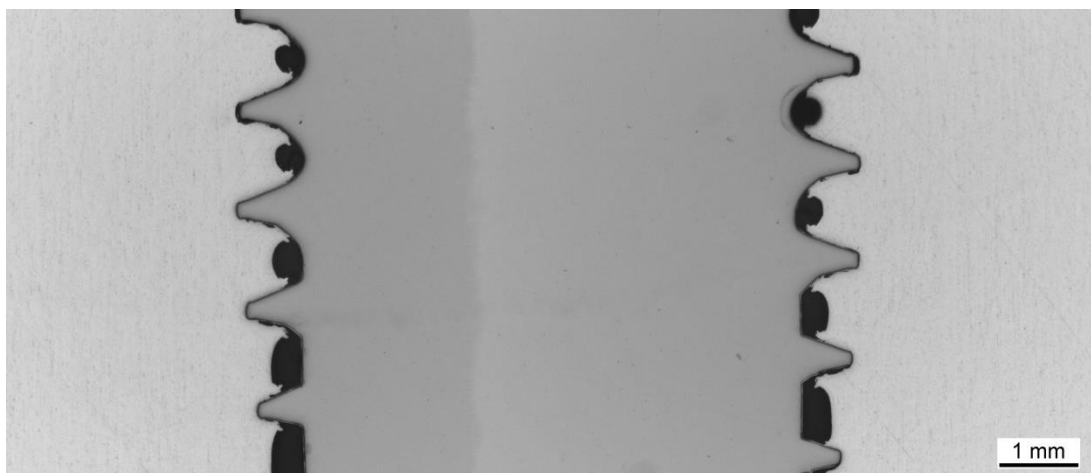


Abbildung 10.37: Gewindeausformung im Anformbereich der Furchspitze und am Übergang zum voll ausgeprägten Schraubengewinde (S8-9, $d_{VL} = 7,2 \text{ mm}$) [1]

Die Vermessung der Gewindelastflanken im metallografischen Schliff zeigt, dass beim Einschrauben der metrischen Schraube ins vorgefurchte Gewinde weitere Materialverdrängung erfolgt und die ausgeformten Gewindekralen weiter ausgebildet werden. Dies gilt für beide Vorlochdurchmesser, wobei der Effekt für das kleinere Vorloch infolge des größeren zu verdrängenden Volumens stärker ausgeprägt ist.

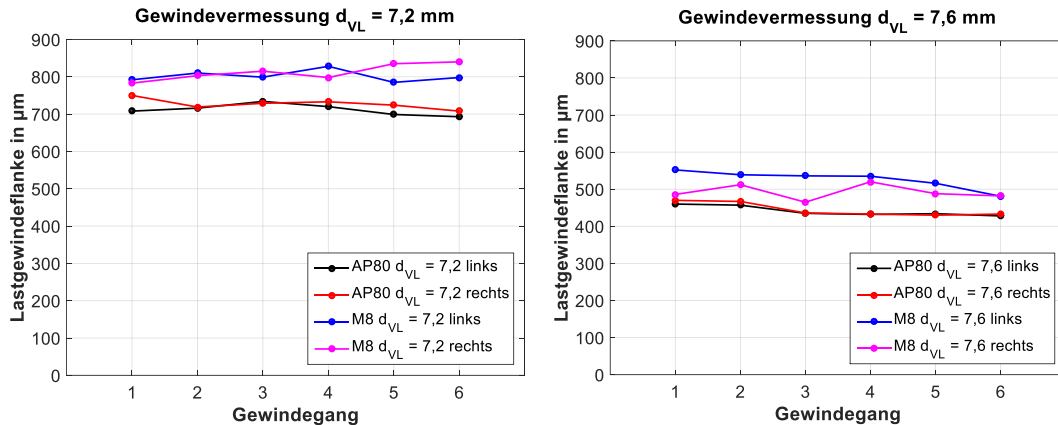


Abbildung 10.38: Gewindevermessung der Muttergewindelastflanke [1]

Die Makroaufnahmen der gefurchten Verbindungen sind für die unterschiedlichen Konfigurationen der gewindefurchenden Schraube S8-9 und ISO-metrischen Schraube S8-10 für die Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2 \text{ mm}$ und $7,6 \text{ mm}$ gegenübergestellt, **Abbildung 10.39**. Für das kleinere Vorloch muss mehr Material verdrängt werden und das ausgeformte Gewinde füllt den verfügbaren Raum bis zum Kern der Schraube aus. Zudem ist anhand der Makrodarstellung der geometrische Unterschied in Form des reduzierten Flankendurchmessers der gewindefurchenden Schraube gegenüber dem ISO-metrischen 60° Flankenwinkel zu sehen.

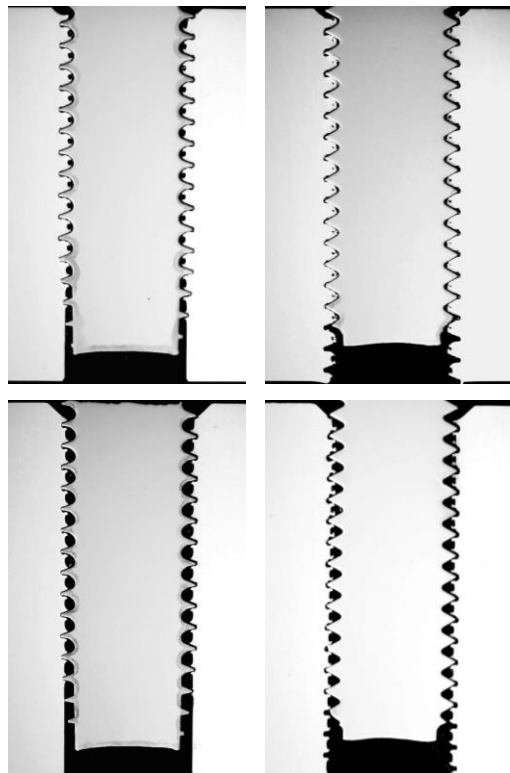


Abbildung 10.39: Makro-Aufnahmen der Varianten S8-9 und S8-10 für $d_{VL} = 7,2 \text{ mm}$ (oben), $d_{VL} = 7,6 \text{ mm}$ (unten)

Auszug: Verschleißformen beim Gewindefurchen

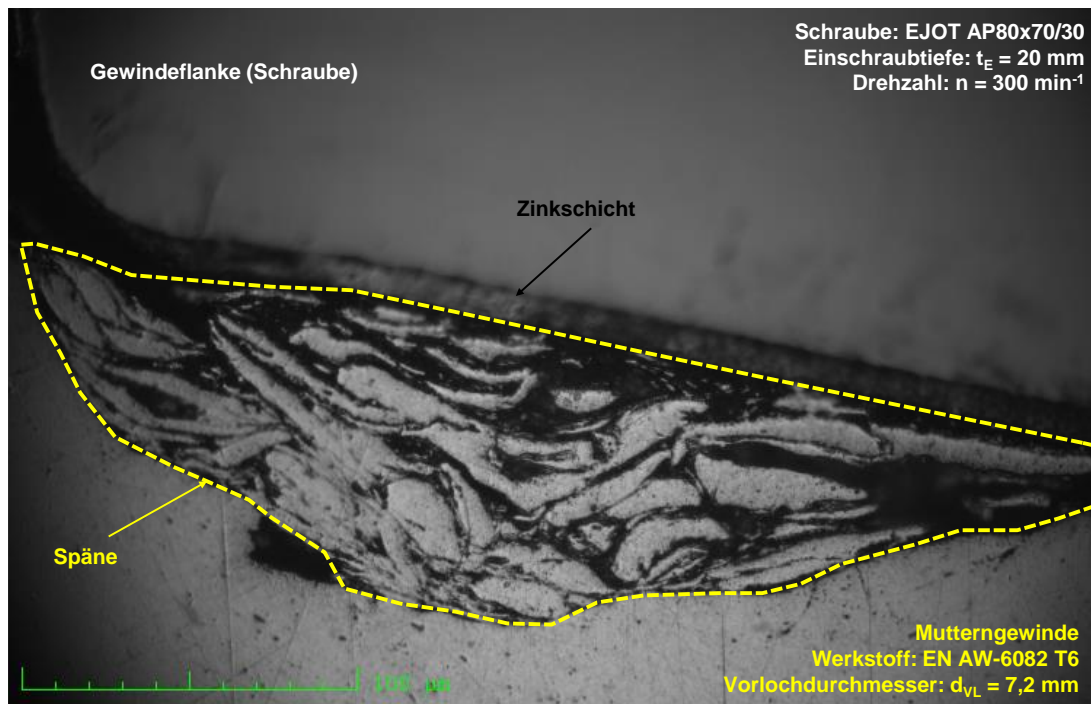


Abbildung 10.40: Mitgeführte abgetragene Aluminiumspäne beim Gewindefurchen [1]

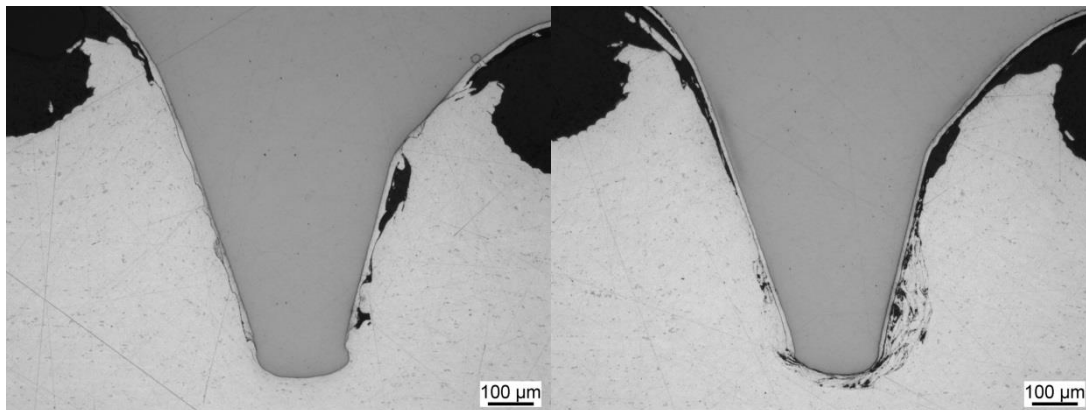


Abbildung 10.41: Gewindekontakt, Verschweißungen und Verschleiß beim Gewindefurchen am Beispiel von Variante S8-9 (ALtracs® Plus) für den Vorlochdurchmesser $DVL = 7,2 \text{ mm}$ in EN AW-6082 T6 [1]

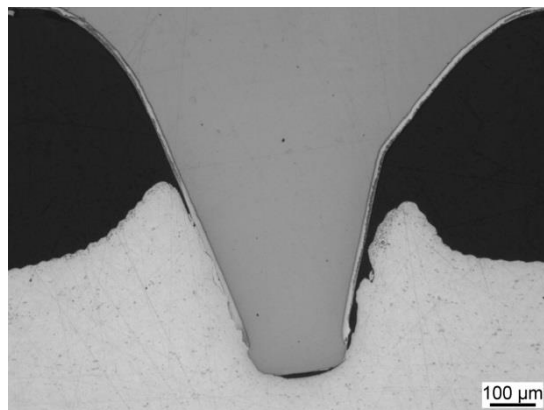


Abbildung 10.42: Flankenüberdeckung für Variante S8-9 für den Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,6 \text{ mm}$ [1]

Gewindevermessung im metallografischen Schliffbild

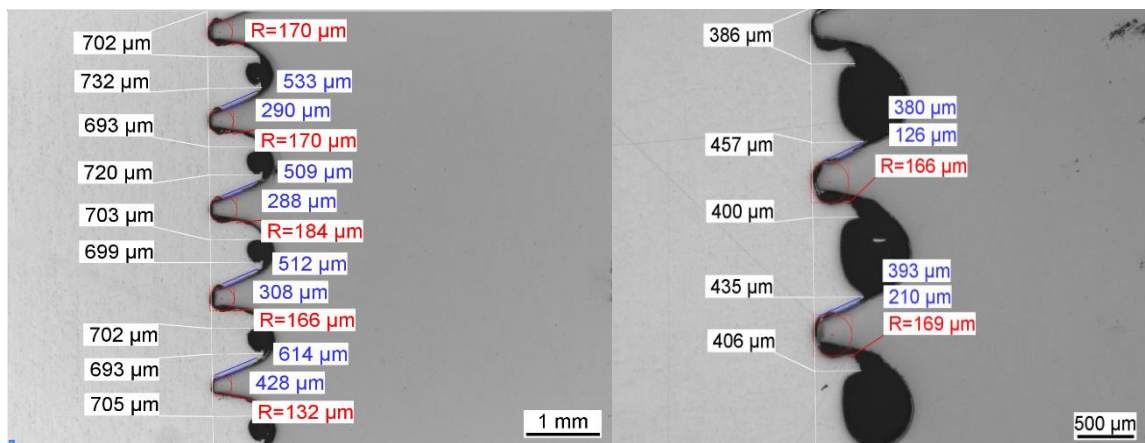


Abbildung 10.43: Beispiel für die Vermessung der Gewindeausformung. S8-9, $d_{VL} = 7,2$ mm (links), $d_{VL} = 7,6$ mm (rechts).

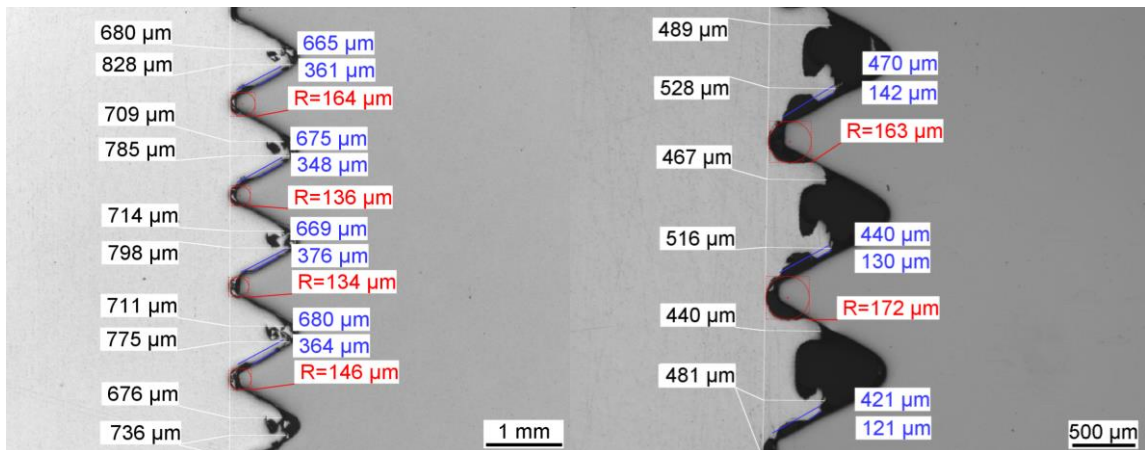


Abbildung 10.44: Beispiel für die Vermessung der Gewindeausformung. S8-10, $d_{VL} = 7,2$ mm (links), $d_{VL} = 7,6$ mm (rechts).

Die vier dargestellten Beispiele zeigen die signifikanten Unterschiede der Gewindeausformung für die beiden betrachteten Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ und $7,6$ mm für das mit der gewindefurchenden Schraube S8-9 gefurchte Gewinde und für die „Reparaturverschraubung“ der metrischen Schraube S8-10 im vorgefurchten Gewinde.

10.4.4 Berechnung der Mindesteinschraubtiefe

Die Berechnung erfolgt analog zur in der VDI 2230 [6] und in dem Buch „Schraubenverbindungen“ [4] beschriebenen Vorgehensweise. Aufgrund der idealisierten Annahme des spielfreien Gewindes der Schraubenverbindung mit gefurcetem Gewinde und der vom Vorlochdurchmesser abhängigen Flankenüberdeckung werden die nachfolgend dargestellten Anpassungen in Anlehnung an die Geometrieverhältnisse einer metrischen Standardverschraubung vorgenommen, **Abbildung 10.45**.

$$R_S = \frac{T_{BM} \cdot A_{SGM}}{T_{BS} \cdot A_{SGS}} < 1 \rightarrow \text{Mutternabstreifen} \quad \text{Gl. 10.1}$$

$$A_{SGM} = \pi \cdot d \cdot \left(\frac{m_{\text{eff}}}{P} \right) \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \cdot \tan(30^\circ) \right] \quad \text{Gl. 10.2}$$

$$m_{\text{ges}} = m_{\text{eff}} + m_{\text{zu}} = \frac{A_S \cdot R_{mB} \cdot P}{T_{BM} \cdot C_1 \cdot C_3 \cdot d \cdot \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \cdot \tan(30^\circ) \right]} + 2 \cdot P \quad \text{VDI 2230} \quad \text{Gl. 10.3}$$

Anpassung für Schraubenverbindung mit gefurcetem Gewinde

$$A_{SGM} = \pi \cdot d \cdot \left(\frac{m_{\text{eff}}}{P} \right) \cdot h_n \quad \text{Gl. 10.4}$$

$$\text{mit } h_n = P - b_{\text{Flanke}} \text{ für metrisch nach DIN 13 [26] } b_{\text{Flanke}} = 2 \cdot \frac{H}{8} \cdot [\tan \beta + \tan \gamma] \quad \text{Gl. 10.5}$$

b_{Flanke} : Breite der Gewindespitze oder h_n direkt aus Schlibbild bestimmen

$$m_{\text{ges}} = \frac{A_S \cdot R_{mB} \cdot P}{T_{BM} \cdot C_1 \cdot C_3 \cdot d_{\text{min}} \cdot h_n} \cdot k + l_{\text{Furch}} + 1,5 \cdot P \quad \text{VDI 2230 modifiziert} \quad \text{Gl. 10.6}$$

k : Berücksichtigung der Gewindeausformung (hier: $k = 1$ für Traganteil $TA \geq 80\%$, $k = 1,44$ für $TA \approx 50\%$)

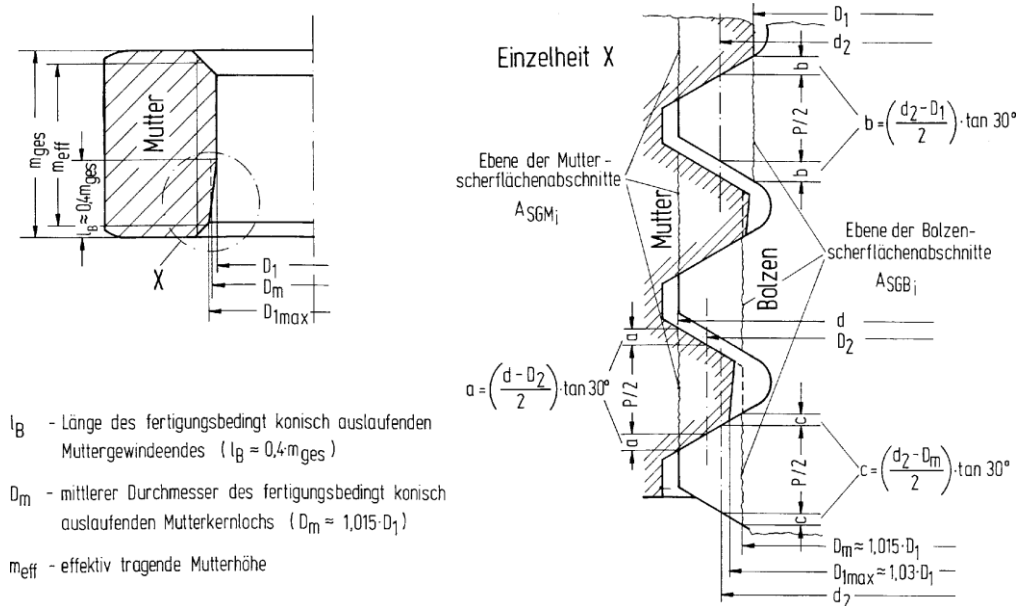


Abbildung 10.45: Bolzen- und Mutterngewinde-Scherflächen [4]

Das Berechnungsmodell nimmt an, dass infolge der plastischen Verformung zum Zeitpunkt des Abscherens eine gleichmäßige Lastverteilung innerhalb des Gewindes vorliegt. Die für das Mutterngewindeabstreifen relevanten Abminderungsfaktoren C_1 und C_3 werden wie folgt nach [4, 6] bestimmt:

$$C_1 = 3,8 \cdot \frac{s}{d} - \left(\frac{s}{d} \right)^2 - 2,61 \text{ für } 1,4 \leq \frac{s}{d} \leq 1,9 \text{ für ESV mit } \frac{s}{d} \geq 1,9 \rightarrow C_1 = 1 \quad \text{Gl. 10.7}$$

$$C_3 = 0,728 + 1769 \cdot R_S - 2,896 \cdot R_S^2 + 1,296 \cdot R_S^3 \text{ für } 0,4 < R_S < 1 \quad \text{Gl. 10.8}$$

Herleitung des Faktors k zur Berücksichtigung der Gewindeausformung

In **Abbildung 10.46** sind die Hebelarmverhältnisse dargestellt, die zu einer unterschiedlichen Beanspruchung in Abhängigkeit der Gewindeausformung führen.

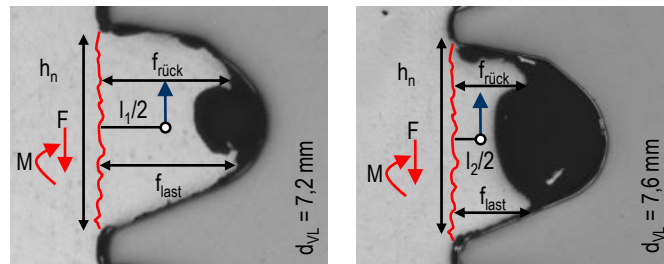


Abbildung 10.46: Beanspruchungen und Hebelarmverhältnisse für unterschiedliche Gewindeausformung

Der Faktor k wird als das Verhältnis der Gesamtbeanspruchungen für eine ideale Gewindeausformung ($T_A = 100\%$) und einer vom Vorloch abhängigen schlechteren Ausformung definiert (**Gl. 10.9**). Für eine konservative Berechnung von k wird statt des Hebelarms l_1 aus dem Schliff (mit $T_A = 80\%$) folglich die maximal mögliche Ausprägung referenziert, die sich für einen Traganteil von 100% ergeben würde ($d-d_3$, **vgl. Gl. 2.2, Kapitel 2.1.2**).

$$\sqrt{\sigma_{TA100}^2 + 3 \cdot \tau_{TA100}^2} = k \cdot \sqrt{\sigma_{TA50}^2 + 3 \cdot \tau_{TA50}^2} \quad \text{Gl. 10.9}$$

$$\text{mit } \sigma_{TA100} = \frac{F \cdot l_1}{W} \text{ und } \sigma_{TA50} = \frac{F \cdot l_2}{W} \text{ und mit } \tau_{TA100} = \tau_{TA50} = \frac{F}{A}$$

und dem Widerstandsmoment $W = \frac{h^2}{6} \cdot \pi \cdot d$ und der Fläche $A = \pi \cdot d \cdot h$ ergibt sich

$$\frac{\frac{F^2 \cdot l_1^2}{4} + 3 \cdot \frac{F^2}{\pi^2 \cdot d^2 \cdot h^2}}{\frac{h^4}{36} \cdot \pi^2 \cdot d^2} = k^2 \cdot \left[\frac{\frac{F^2 \cdot l_2^2}{4} + 3 \cdot \frac{F^2}{\pi^2 \cdot d^2 \cdot h^2}}{\frac{h^4}{36} \cdot \pi^2 \cdot d^2} \right] \quad \text{Gl. 10.10}$$

$$\rightarrow k^2 = \frac{3 \cdot l_1^2 + h^2}{3 \cdot l_2^2 + h^2} \quad \text{Gl. 10.11}$$

für $h = h_n = 0,99 \text{ mm}$ (Schliff) ergibt sich mit $l_1 = 0,85 \text{ mm}$ und $l_2 = 0,425 \text{ mm}$ der Faktor $k = 1,44$ für die Korrektur der effektiven Einschraubtiefe für einen Traganteil von $T_A = 50\%$

Tabelle 10.7: Eingangsdaten und Berechnung der Mindesteinschraubtiefe

Inputdaten: Schraube		Inputdaten: Innengewinde	
Nenndurchmesser d:	8,00 mm	Zugfestigkeit R_{mM} :	338 N/mm ²
Steigung P:	1,25 mm	Außendurchmesser d_A :	20 mm
Flankendurchmesser d_2 :	7,188 mm	Kerndurchmesser D_1 :	6,466 mm
Kerndurchmesser d_3 :	6,466 mm	Flankendurchmesser D_2 :	7,188 mm
Durchmesser d_s :	6,827 mm	E-Modul E_M :	70000 N/mm ²
Spannungsquerschnitt A_s :	36,61 mm ²		
E-Modul E_s :	210000 N/mm ²		
Zugfestigkeit R_{mS} :	1000 N/mm ²		
Rückflankenwinkel β :	11 °		
Lastflankenwinkel γ :	22 °		

Vorspannkraft F_{Vmax} :	39,6 kN	aus Zugversuch ermittelt
Eingangswerte (Werkstoffe)		
$\chi = T_{BS}/R_{mS}$	0,65	für FK10.9
T_{BS}	650,00 N/mm ²	
R_S	0,420	
$\chi = T_{MS}/R_{mM}$	0,633	aus Scherzugversuch [1]
T_{BM}	213,95 N/mm ²	aus Scherzugversuch [1]
Muttergewindeabstreifen: Mindesteinschraubtiefe, Scherfläche, Abscherkraft		
Schlüsselweite s:	20 mm	Scherfläche Schraube A_{SGS} 137,22 mm ²
Nenn Durchmesser d:	8 mm	Scherfläche Mutter A_{SGM} 175,21 mm ²
Verhältnis s/d:	2,5	R_S 0,34
Abminderung C_1 :	1	Abscherkraft Mutter F_{mGM} : 39,6 kN
Abminderung C_3 :	1,06	Abscherkraft Schraube F_{mS} : 39,6 kN
Effektive Einschraubtiefe m_{eff} :	8,8 mm	
Einschraubtiefe $m_{ges} (mod)^*$:	14,2 mm	nach Gl. 10.6 mit h_n aus Schliff mit $k = 1$ für $TA \geq 80\%$
für $TA = 50\%$ m_{ges} :	18,05 mm	mit $k = 1,44$ für $TA = 50\%$

Die ermittelte Mindesteinschraubtiefe für die gewindefurchende Schraube AP80 beträgt $m_{ges} = t_E = 14,2$ mm für hohe Traganteile $TA \geq 80\%$ ($d_{VL} = 7,2$ mm). Kleinere Vorlochdurchmesser würden bei der Verschraubung großer Einschraubtiefen zum Schraubenbruch infolge der hohen Torsionsbelastung führen und sind für diese Schraube deshalb nicht praxisrelevant. Für größere Vorlochdurchmesser mit geringerer Gewindeausformung wird die für praxisrelevante minimal Grenze $d_{VL} = 7,6$ mm mit einem Traganteil von ca. $TA = 50\%$ eine Mindesteinschraubtiefe von $m_{ges} = 18,05$ mm berechnet. Oberhalb dieser Einschraubtiefen erfolgt Versagen durch Schraubenbruch, darunter durch das Abstreifen des Muttergewindes, **Abbildung 10.47**. Die rechnerische effektive Einschraubtiefe t_{Eff} der volltragenden Gewinegänge beträgt 10,04 mm ($1,26x d$). Die Mindesteinschraubtiefe für die Schraubenverbindung mit metrischer Schraube, mit symmetrischem 60° -Flankenwinkel ist in Ergänzung nach der konventionellen Berechnung mit $m_{zu} = 2P$ dargestellt.

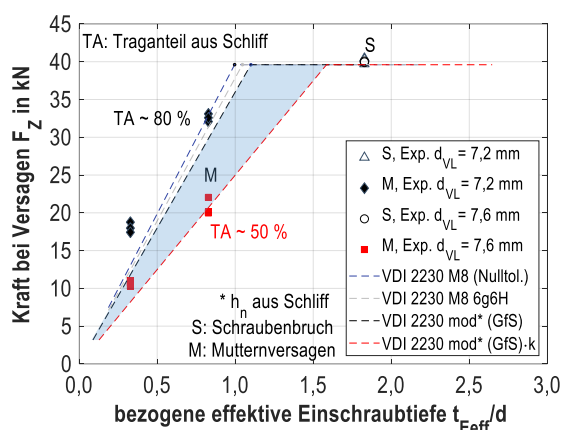


Abbildung 10.47: Berechnete effektive Mindesteinschraubtiefe für M8 nach VDI 2230 und AP80 nach mod. VDI 2230

10.5 Ermüdungsversuche

10.5.1 Schliffbilder - Kontaktsituation für unterschiedliche Muttertypen

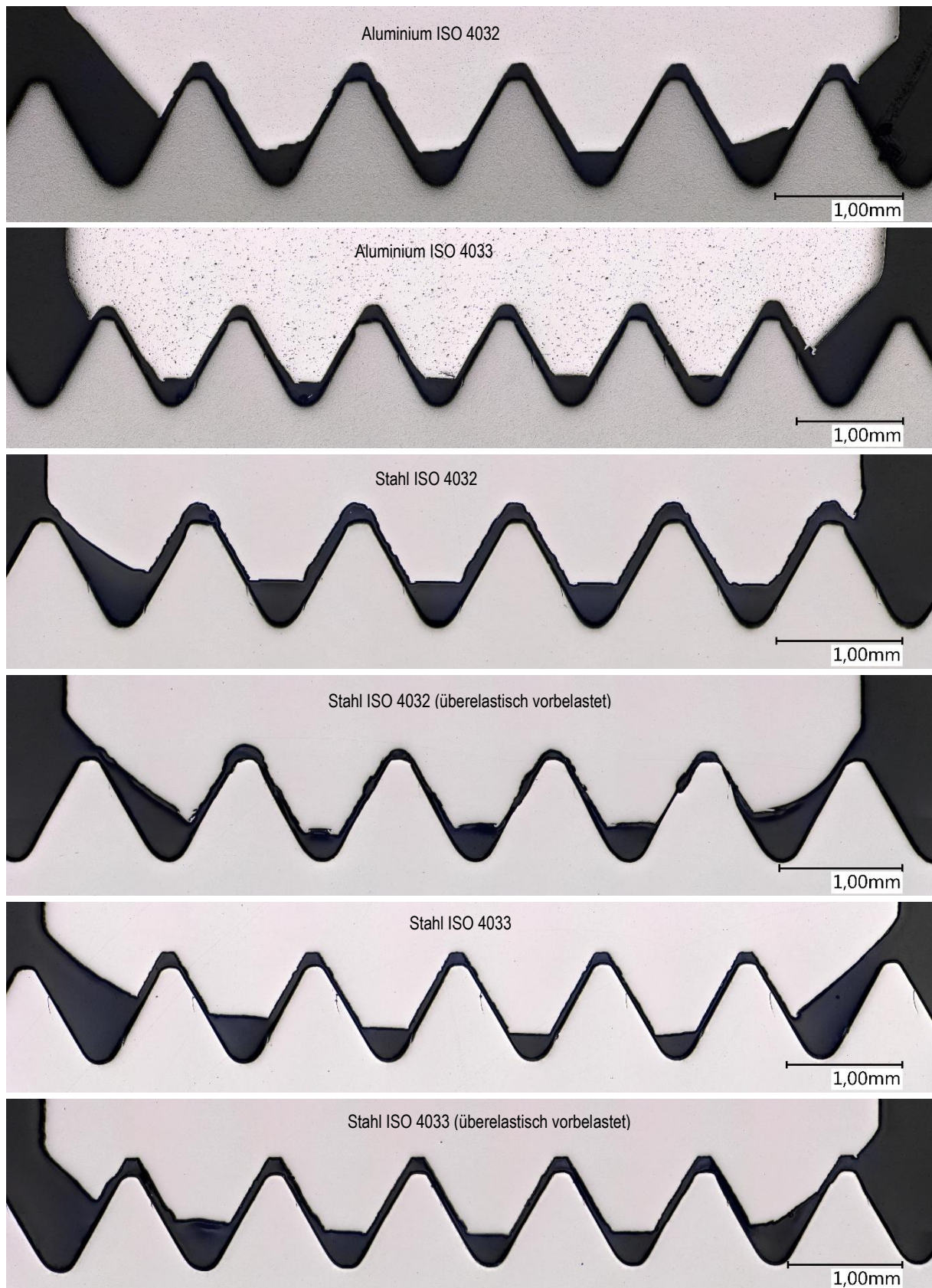


Abbildung 10.48: Standardmuttern und hohe Muttern aus Aluminium und Stahl mit und ohne Vorbelastung

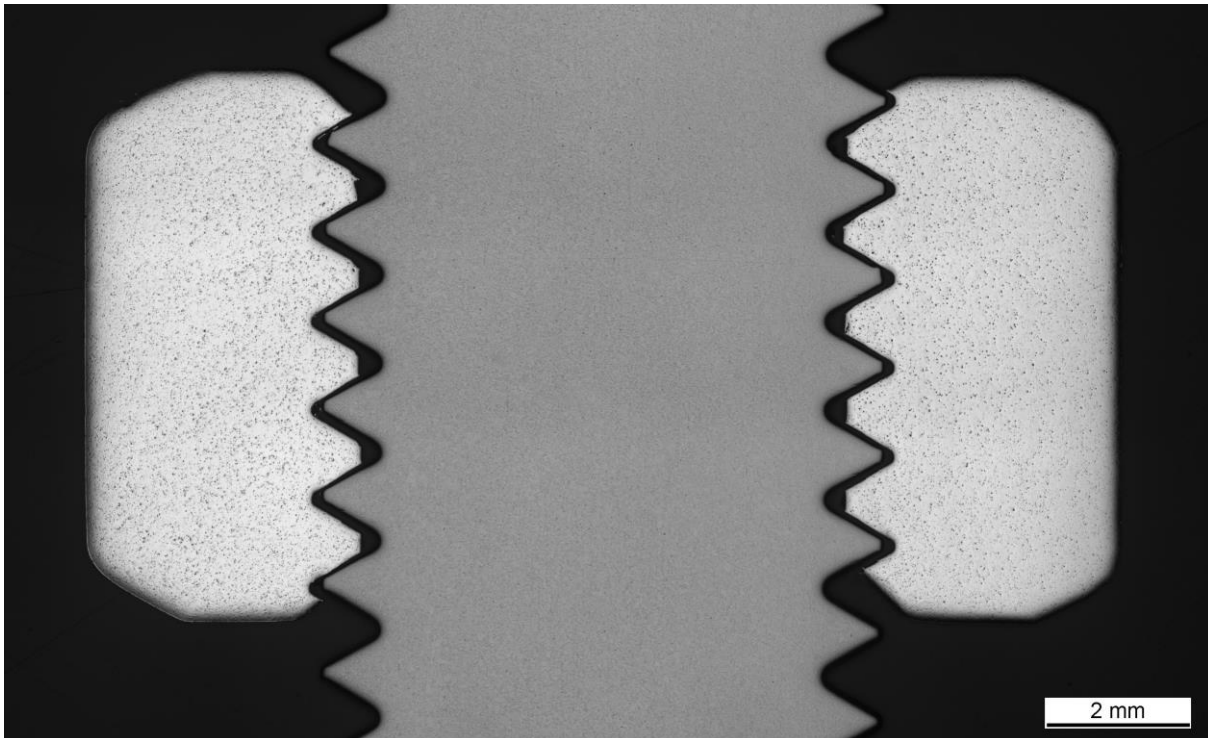


Abbildung 10.49: Verbindung Stahlschraube M8x70/30 (S8-10) mit hoher Aluminiummutter (ISO 4033, Typ 2)

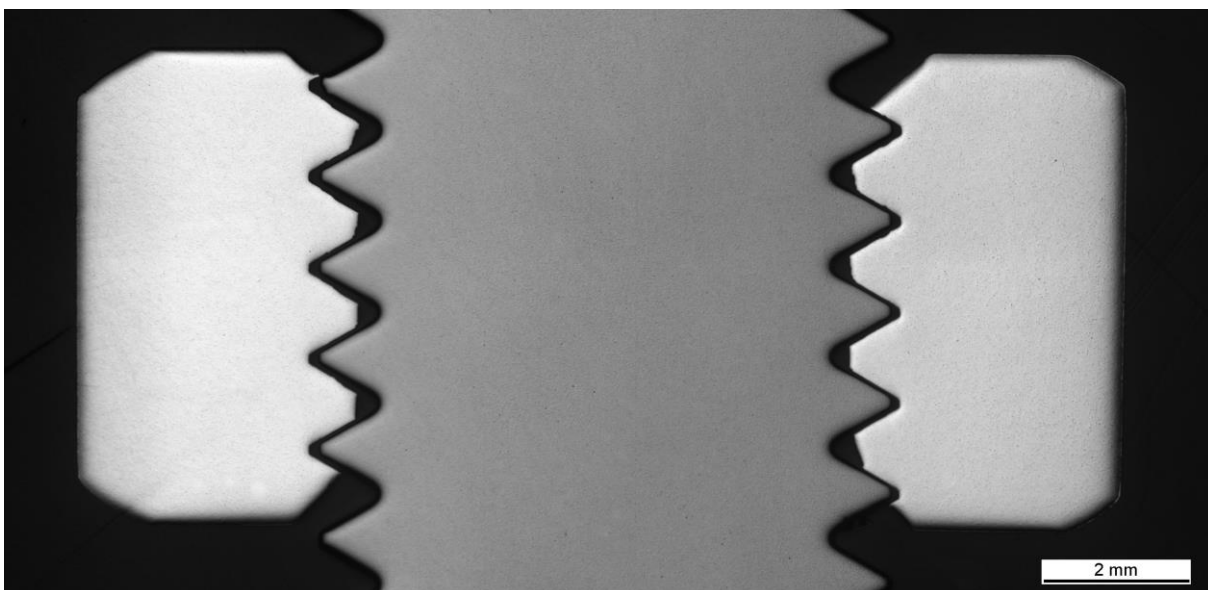


Abbildung 10.50 Verbindung Stahlschraube M8x70/30 (S8-10) mit hoher Stahlmutter (ISO 4033, Typ 2)

Die unterschiedlichen Schraube-Mutter-Konfigurationen, abgebildet durch Stahl- und Aluminiummutter von Typ 1 (ISO 4032) und Typ 2 (ISO 4033) zeigen in der Toleranzlage 6g-6H vergleichbare Kontaktsituationen. Der Einfluss des Gewindespiels auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit kann für die geprüften Verbindungen vernachlässigt werden. Die experimentell bestimmten Unterschiede im Ermüdungsversuch sind auf eine geänderte Lastverteilung infolge der Mutterwerkstoffe und Mutterhöhen zurückzuführen, vgl. **Kapitel 6.2**.

10.5.2 Ergebnisse - Einfluss der Muttergewindefertigungsart

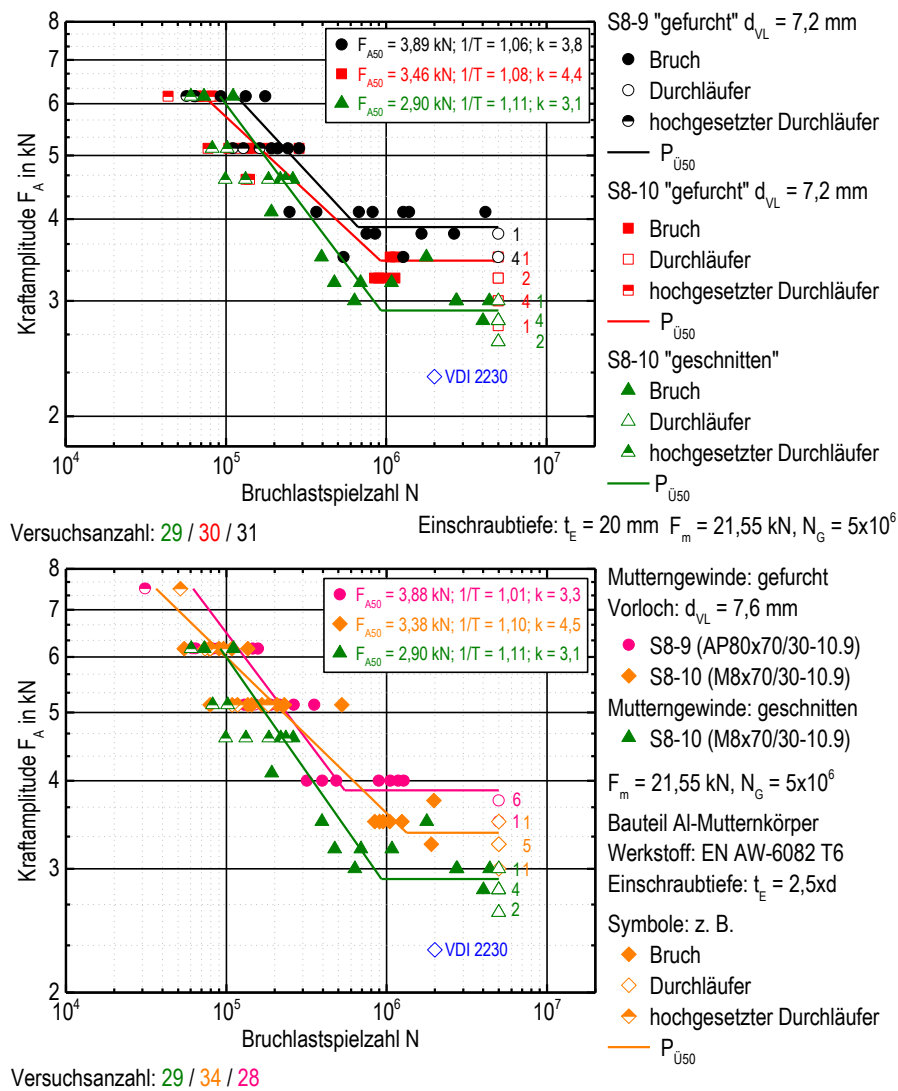


Abbildung 10.51: Einfluss der Muttergewindeart für Vorlochdurchmesser 7,2 und 7,6 mm, $F_m = 0,6 \cdot F_{0,2}$

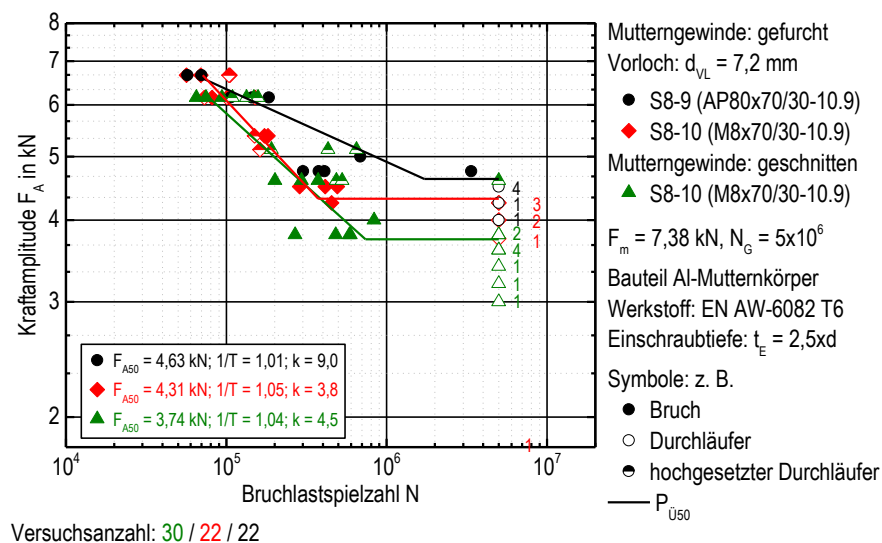


Abbildung 10.52: Einfluss Muttergewindeart Vorlochdurchmesser 7,2 mm. Mittellast: $F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$

Unabhängig von der Flankenüberdeckung und der Mittellast steigt die Beanspruchbarkeit für gefurchte Gewinde.

Mutterngewindeversagen für kleine Einschraubtiefen mit gefurchtem Gewinde $t_E \leq 1,5x_d$

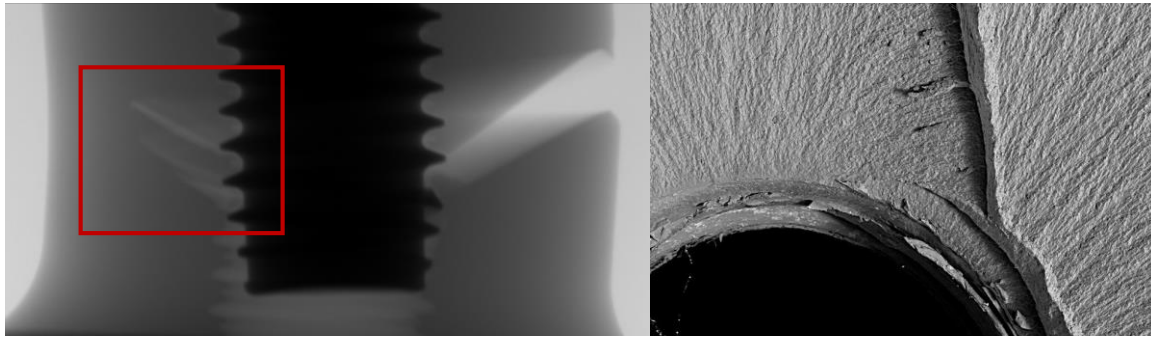


Abbildung 10.53: CT-Bild (links) und Makroaufnahme (rechts) mit mehreren Rissstartbereichen im Mutterngewinde

Weiterführende Details und Versuchsergebnisse zum Thema Mutternversagen sind im Abschlussbericht des AiF-Vorhaben „Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von Schraubenverbindungen mit gefurchtem Gewinde“ in der FAT-Schriftreihe 309 enthalten [1].

Konvergenzstudie zur Bestimmung der Kerbformzahl für AP80- und M8-Gewinde

Für die beiden Gewindetypen ALtracs® Plus und ISO-metrisch M8 wurde jeweils ein Gewindegang als freie Kerbe modelliert und auf Basis eines linear-elastischen Materialverhaltens (Elastizitätsmodul $E = 209.000 \text{ N/mm}^2$, Querkontraktionszahl $\nu = 0,33$) die Spannungsüberhöhung zur Berechnung der Kerbformzahl bestimmt. Die Geometrien wurden zuvor mittels CT abgeleitet und in der Berechnungssoftware ABAQUS als axialsymmetrisches 2D-Modell implementiert. Dazu wurde die im CT abgeleitete Geometrie durch Konturierung mittels einem in Matlab selbst entwickeltem Programmcode in einen x-y-Spline transformiert und in ABAQUS importiert.

Ausgehend von einer groben Netzstruktur (Elementkantenlänge 0,05 mm) wurde das Netz zunehmend verfeinert, um das Konvergenzverhalten der über die 1. Hauptspannung berechneten Kerbformzahl zu bestimmen, **Abbildung 10.54**. Die Belastung der Probe wurde über einen Referenzpunkt eingeleitet, der über einen Coupling-Constraint mit der Stirnseite der Kerbprobe verbunden ist. Die darüber aufgebrachte Kraft betrug $F = 1000 \text{ N}$.

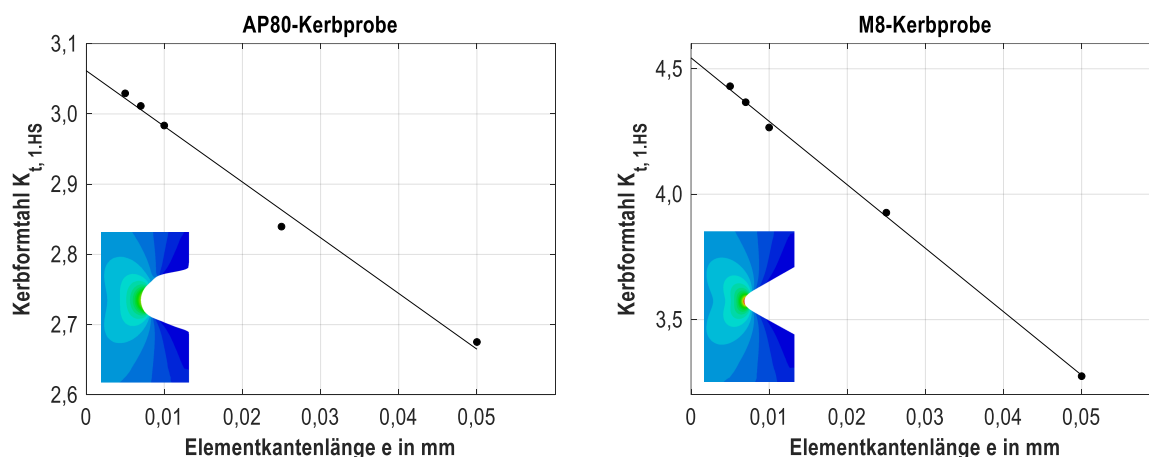


Abbildung 10.54: Konvergenzverhalten der numerisch berechneten Kerbformzahlen der freien Kerbproben für die Gewindetypen ALtracs® Plus 80 und ISO-metrisch M8

Die Konvergenz der dargestellten K_t -Werte wird durch eine lineare Regression durch fünf Simulationsergebnisse unterschiedlicher Netzfeinheit (Elementkantenlänge) abgebildet. Die minimale Elementkantenlänge beträgt

0,005 mm. Die Berechnungsergebnisse der analysierten Elementgrößen sowie das durch lineare Regression extrapolierte Ergebnis für die Elementkantenlänge 0 mm sind in **Tabelle 10.8** dargestellt.

Tabelle 10.8: Berechnungsergebnisse der Konvergenzanalyse

Elementkantenlänge in mm	$K_t, AP80$	$K_t, M8$
0,050	2,68	3,27
0,025	2,84	3,93
0,010	2,98	4,27
0,007	3,01	4,37
0,005	3,03	4,43
0,000	3,06*	4,54*

*durch lineare Regression extrapoliert

Die auf Basis der 1. Hauptspannung ermittelten Kerbformzahlen für das ALtracs® Plus-Gewinde (AP80) und das metrische Gewinde (M8) unterscheiden sich ca. um den Faktor 1,5.

10.5.3 Ergebnisse - Einfluss des Mutterwerkstoffs und der Mutternhöhe bzw. Einschraubtiefe

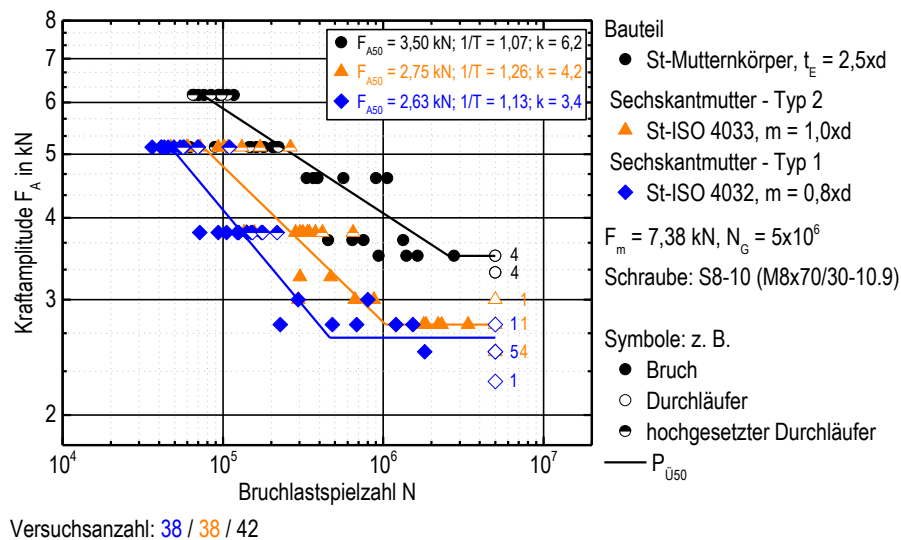


Abbildung 10.55: Ermüdungsversuche - Vergleich unterschiedlicher Mutterkörper aus Stahl, $F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$

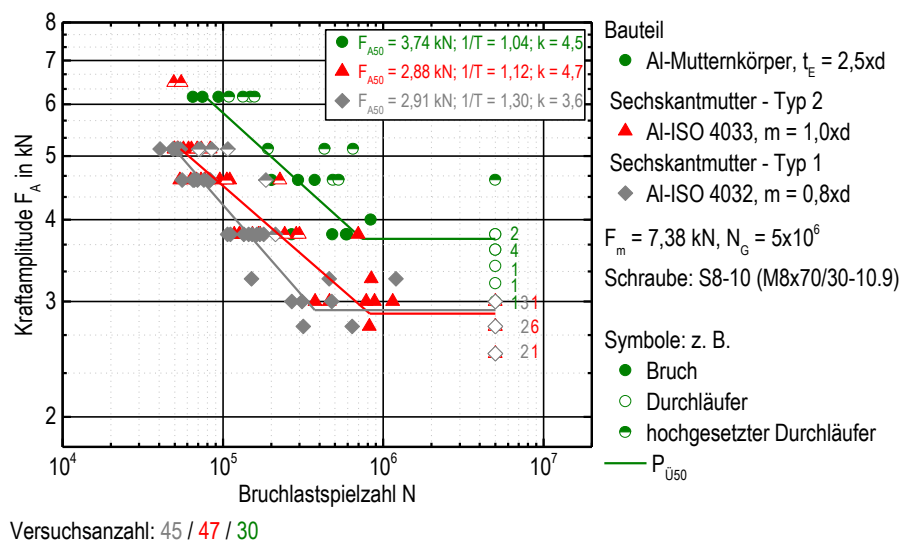


Abbildung 10.56: Ermüdungsversuche - Vergleich unterschiedlicher Mutterkörper aus Aluminium, $F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$

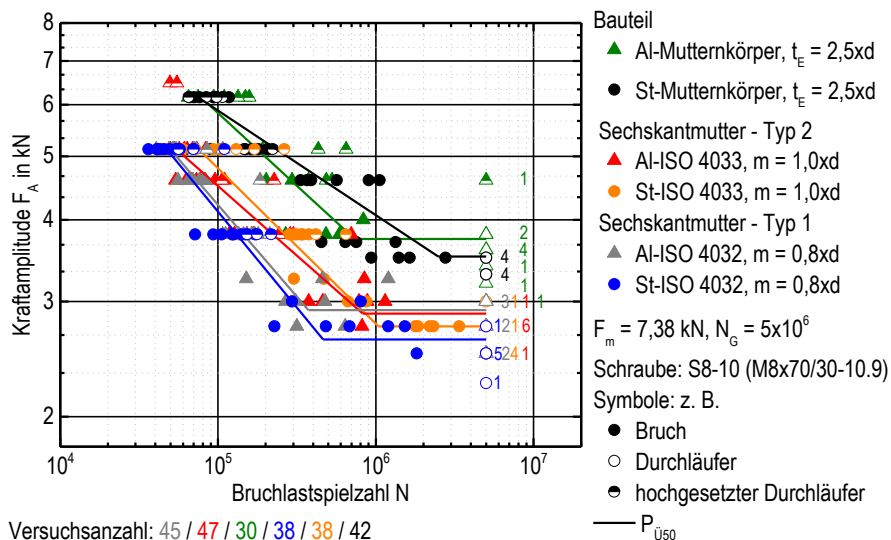


Abbildung 10.57: Ergebnisse der Ermüdungsversuche für M8x70/30 (S8-10) im geschnittenen Mutterngewinde mit $t_E = 2,5xd$ aus Stahl und Aluminium sowie in Sechskantmutter mit den Mutterhöhen $m = 0,8xd$ (Typ 1) und $m = 1,0xd$ (Typ 2) aus Stahl und Aluminium. Mittellast: $F_m = 7,38 \text{ kN}$.

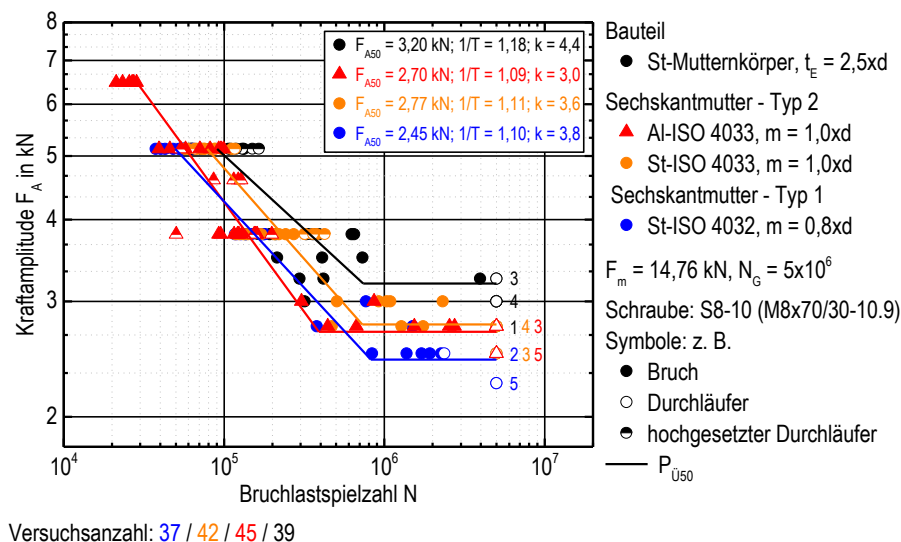
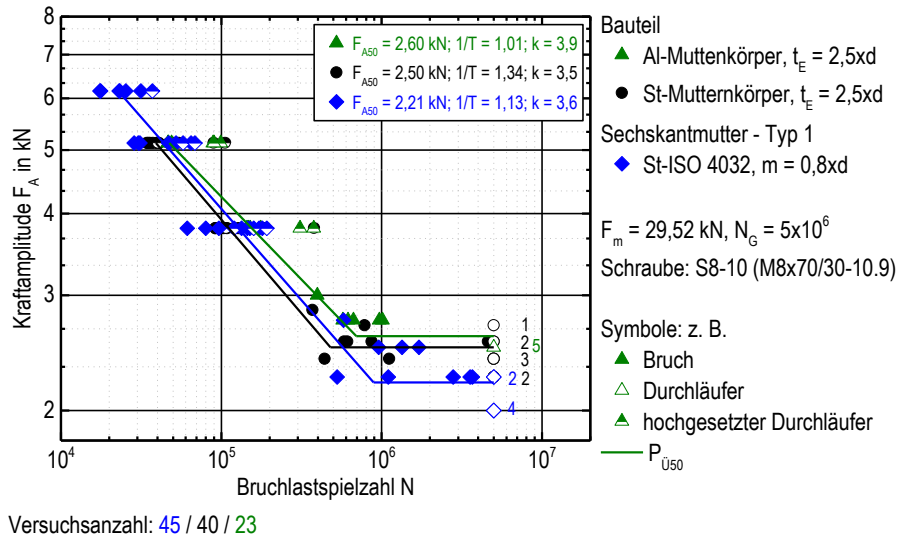
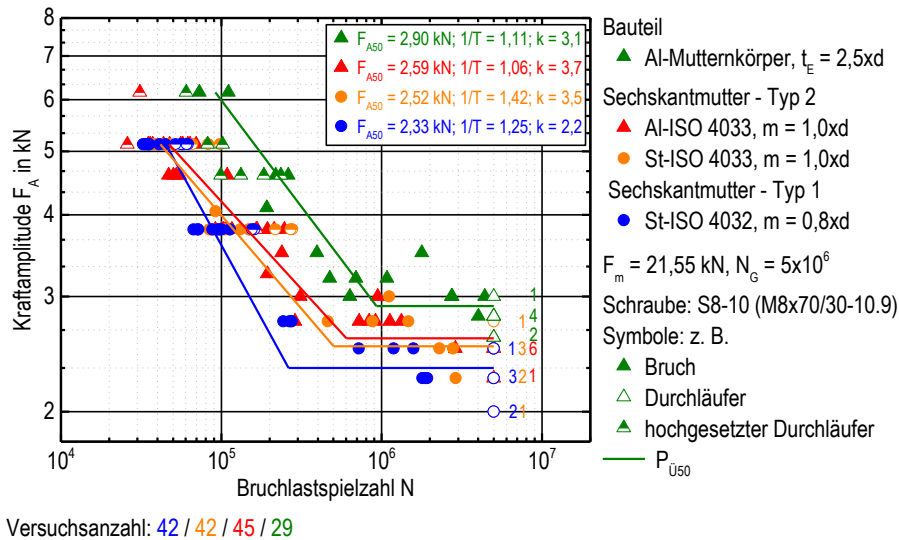


Abbildung 10.58: Ergebnisse der Ermüdungsversuche für M8x70/30 (S8-10) im geschnittenen Mutterngewinde mit $t_E = 2,5xd$ aus Stahl und in Sechskantmutter mit den Mutterhöhen $m = 0,8xd$ (Typ 1) und $m = 1,0xd$ (Typ 2) aus Stahl und Aluminium. Mittellast: $F_m = 14,76 \text{ kN}$.

Die Verbindungen mit Aluminiummutter der Höhe $0,8xd$ konnten die Mittellast von $14,76 \text{ kN}$ ($0,4 \cdot F_{0,2}$) nicht übertragen und sind durch Abscheren des Mutterngewindes versagt. Im Vergleich zeigt sich unabhängig vom Werkstoff, dass die Muttertypen 1 und 2 zu ähnlichen Ermüdungsbeanspruchbarkeiten im Bereich der dauerhaft ertragbaren Lastamplituden führen. Im Zeitfestigkeitsbereich bei der Prüfung höherer Lastamplituden, verschieben sich die Versagenspunkte zu höheren Bruchlastspielzahlen mit größerer Einschraubtiefe, in dem die Beanspruchung pro lastübertragenden Gewindegang reduziert werden kann und sich eine günstigere Lastverteilung einstellt. Die signifikant höhere Einschraubtiefe des geprüften Mutterkörpers führt zu einer deutlichen Verbesserung der Ermüdungsbeanspruchbarkeit, auch für hohe Mittellasten bis $F_m = 0,8 \cdot F_{0,2}$, siehe **Abbildung 10.60**.



10.5.4 Ergebnisse - Einfluss der Vorspannkraft

Im Bereich der elastischen Vorspannung $0,2 \cdot F_{0,2} \leq F_m \leq 0,8 \cdot F_{0,2}$ ist für sämtliche Schraube-Mutter-Konfigurationen, die durch Standardmuttern, hohe Muttern und Mutterkörper aus Stahl und Aluminium experimentell untersucht wurden, eine Mittellastabhängigkeit gegeben. Je höher die Vorspannung in Form der Mittellast ist, desto geringer ist die Beanspruchbarkeit der Schraubenverbindung unter ermüdender Last, die hier im Normversuch nach DIN 969 bestimmt wurde. Gegenüber der VDI-Richtlinie 2230, die die Beanspruchbarkeit nur auf Basis des Durchmessers abschätzt, ergibt sich anhand der hier abgeleiteten Versuchsergebnisse die Möglichkeit den Einfluss aus Mutterwerkstoff und Einschraubtiefe für die geprüften Standardkonfigurationen zu berücksichtigen. In **Kapitel 6.3** wurde dazu die Höhe der dauerhaft ertragbaren Lastamplitude über der Mittellast dargestellt, **Abbildung 10.61**. Um den Einfluss der Vorspannkraft auf die Gesamtbeanspruchbarkeit zu bewerten, ist nachfolgend die Oberlast F_o als Summe der Mittellast F_m und der dauerhaft ertragbaren Lastamplitude F_{A50} für $N_G = 5 \cdot 10^6$ als Smith-Diagramm dargestellt, **Abbildung 10.62**.

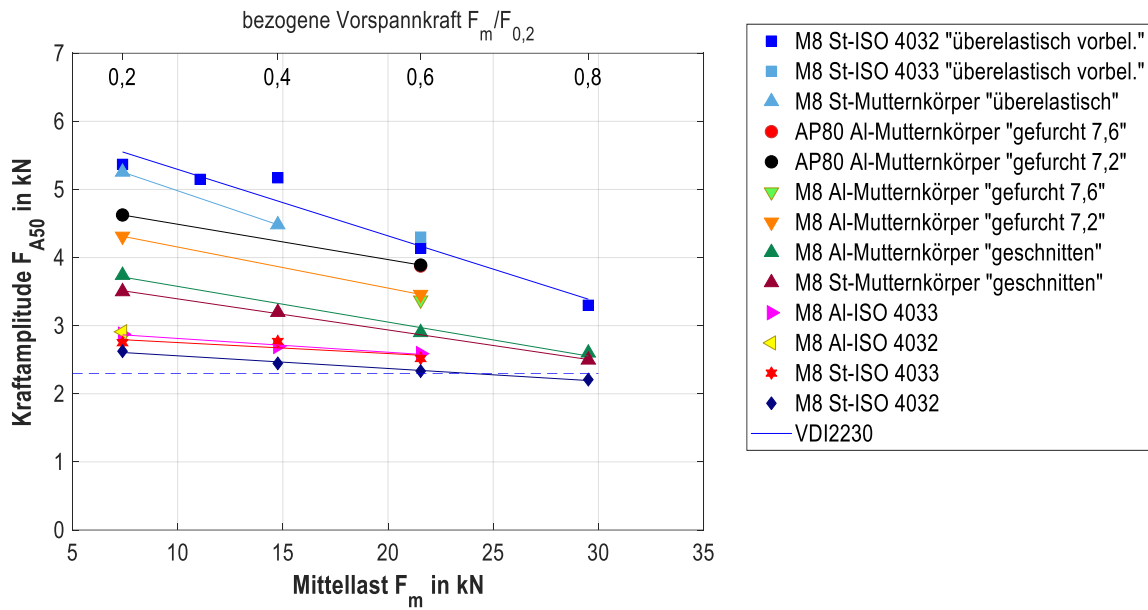


Abbildung 10.61. Mittellastabhängigkeit der dauerhaft ertragbaren Lastamplitude für verschiedene Verbindungen

Die Darstellung in Form der Oberlast zeigt, dass die Abschätzung nach VDI 2230 ohne Berücksichtigung der Vorspannkraft, der Einschraubtiefe oder des Mutterwerkstoffs für alle Varianten eine konservative Abschätzung ermöglicht. Die hier gewonnenen Erkenntnisse zeigen Potentiale der genannten Einflussgrößen und geben die Möglichkeit diese in der konstruktiven Gestaltung und Auslegung der Schraubenverbindung zu berücksichtigen.

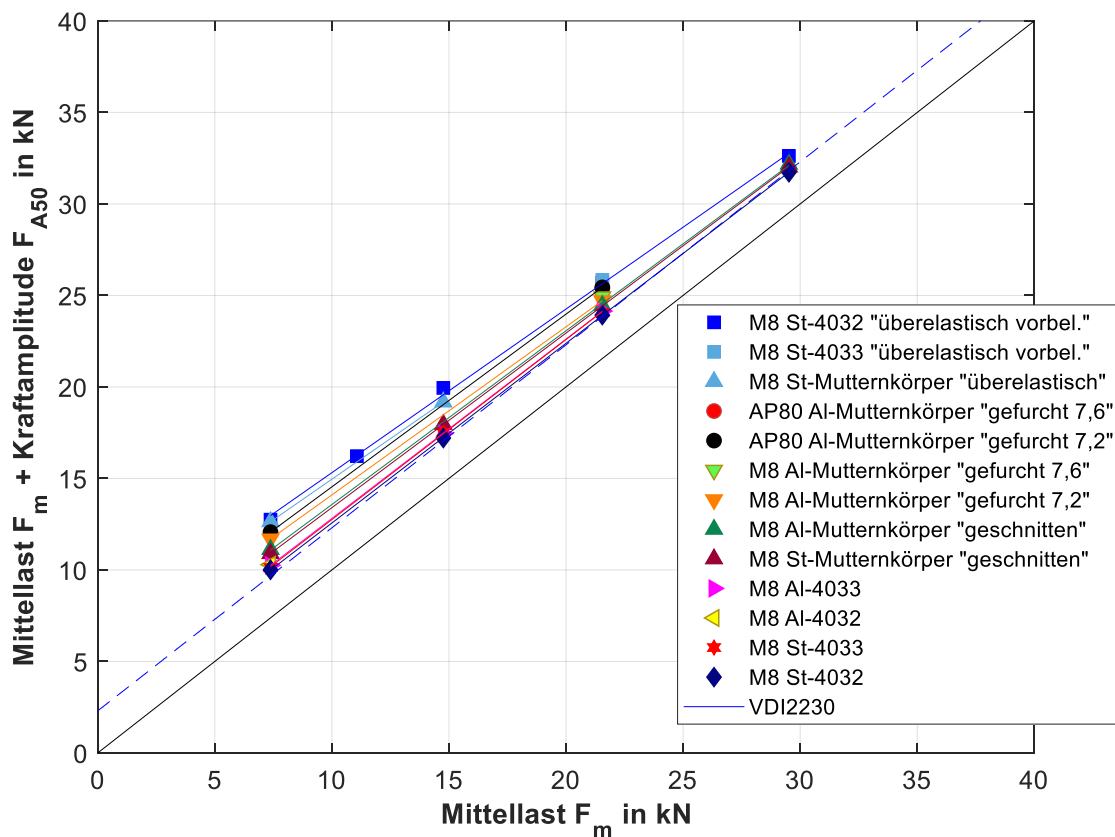


Abbildung 10.62: Einfluss des Mutterwerkstoffs, der Einschraubtiefe und der Mittelspannung auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit. Darstellung in Form der ertragbaren Oberlast $F_o = F_m + F_A$.

10.5.5 Analyse der Mechanismen - Überelastische Vorbelastung

Tabelle 10.9: Ausgewählte Methoden zur Validierung der identifizierten Mechanismen

Methode	Schraube	Beschreibung	
Ermüdungsversuch	S8-10 (M8)	Überelastische Vorbelastung (axial), Entlastung durch Zurückdrehen der Mutter	
	S8-10 (M8)	Überelastische Vorbelastung in Zugprüfmaschine (axial), Ermüdungsversuch mit neuer Mutter	
	S8-10 (M8)	Überelastische Vorbelastung (axial), Ermüdungsversuch mit neuer Schraube	
	S8-10 (M8)	Überelastische Vorbelastung (Torsion), Entlastung durch Zurückdrehen der Mutter	
	S8-10 (M8)	Überelastische Vorbelastung (Torsion), Entlastung durch Pulsersteuerung (axial)	
	S8-10 (M8)	Überelastische Vorbelastung (axial), Entlastung durch Pulser (axial); Schraube entzinkt	
	S16-1/2 (M16)	elastisch vorgespannt	
	S16-1/2 (M16)	Überelastische Vorbelastung (axial), Entlastung (axial)	
	S16-2 (M16)	elastisch vorgespannt; Schraube entzinkt	
	S16-2 (M16)	Überelastische Vorbelastung (axial), Entlastung (axial); Schraube entzinkt	
Zugversuch	S8-11/12 (M8)	elastische vorgespannt, mit und ohne Gleitmittel	
	S8-10	Überelastisch vorgespannt (axial), mit Mutterkörper	
Analytik	S8-10 (M8)	Härteprüfungen an neuen und überelastisch vorbelasteten Schrauben	
Härteprüfung	S16-1 (M16)	Härteprüfungen an neuen und überelastisch vorbelasteten Schrauben	
	S16-2 (M16)	Härteprüfungen an neuen und überelastisch vorbelasteten Schrauben	
REM	S8-10 (M8)	Qualitative Beurteilung der Kontaktflächen	
Diffraktometrie	S8-10 (M8)	Messung von Eigenspannungen an neuen und überelastisch vorbelasteten Schrauben	
	S16-2 (M16)	Messung von Eigenspannungen an neuen und überelastisch vorbelasteten Schrauben	
Anziehversuch	S6-15/16 (M6)	Bestimmung von Gewindereibzahlen	
	S8-10 (M8)	Bestimmung von Gewindereibzahlen	

Bestimmung der Gewindereibungszahlen nach DIN EN ISO 16047

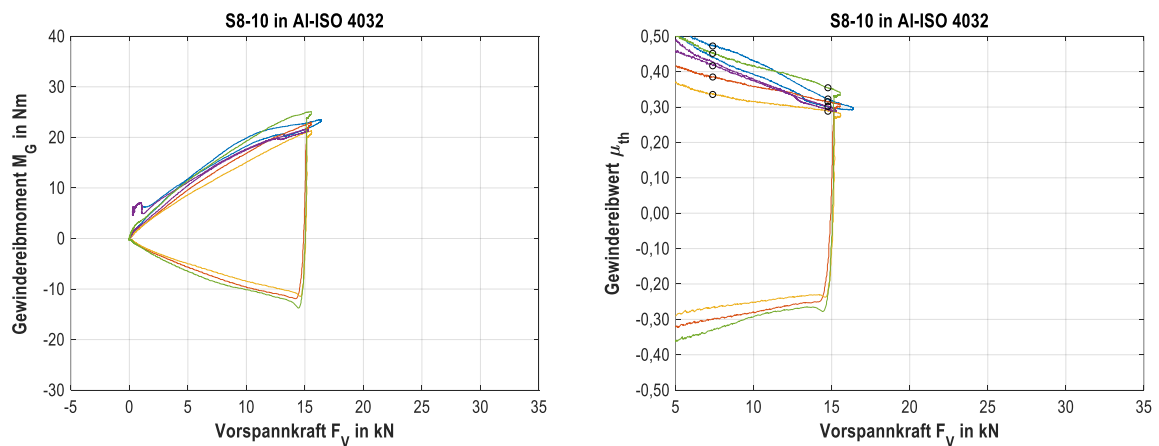


Abbildung 10.63: Ergebnisse Anziehversuche zur Bestimmung der Gewindereib für verschiedene Muttertypen

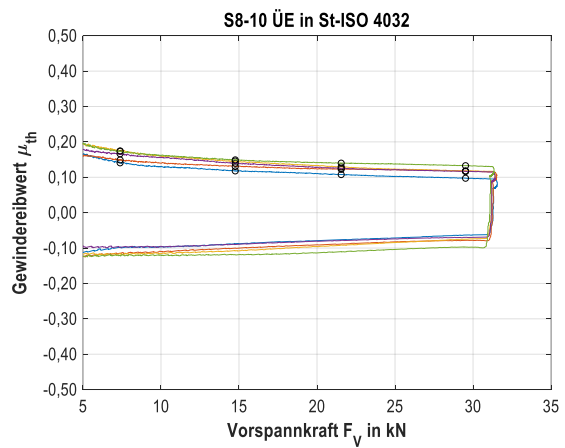
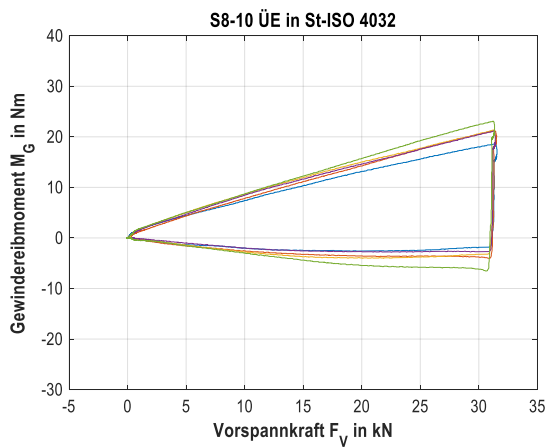
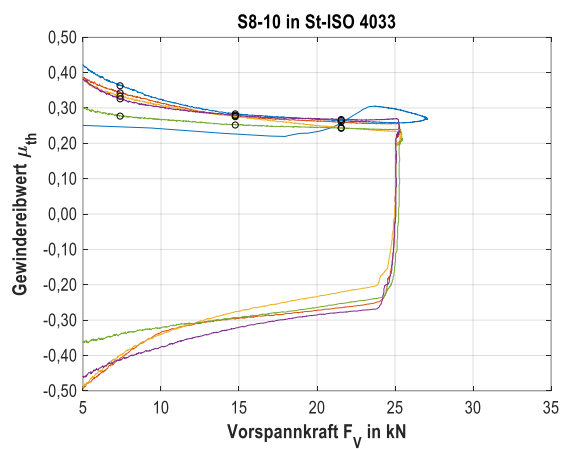
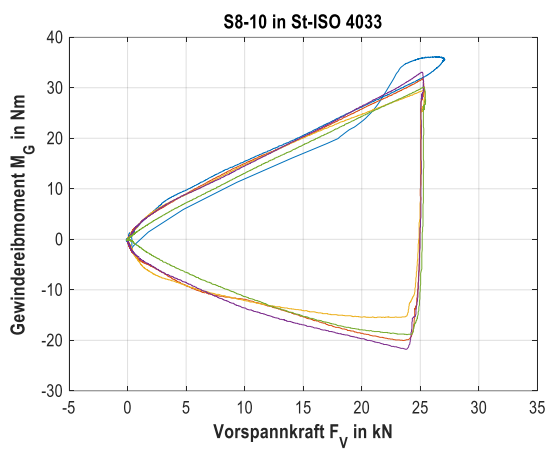
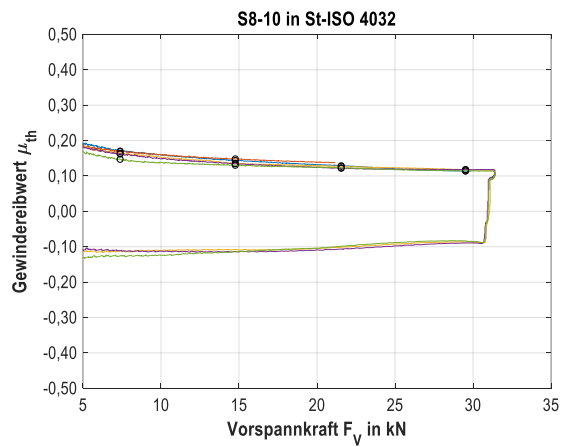
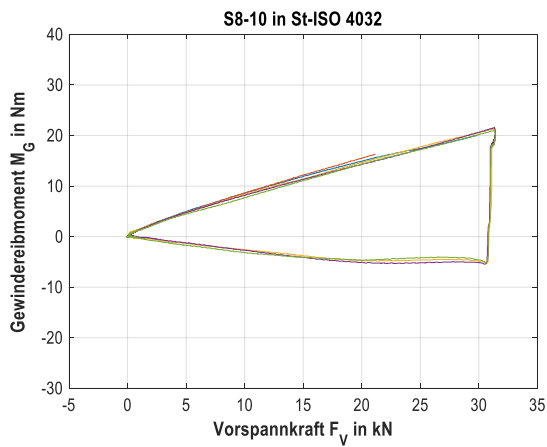
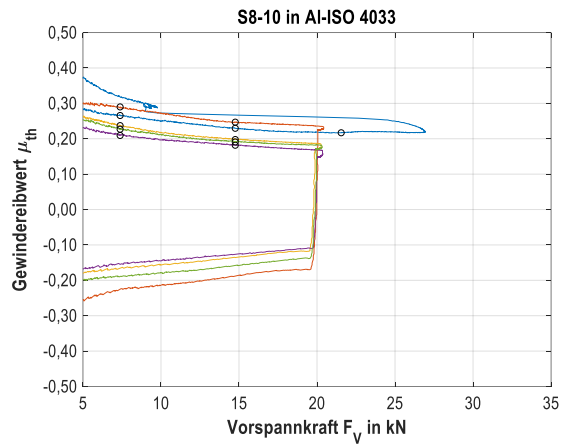
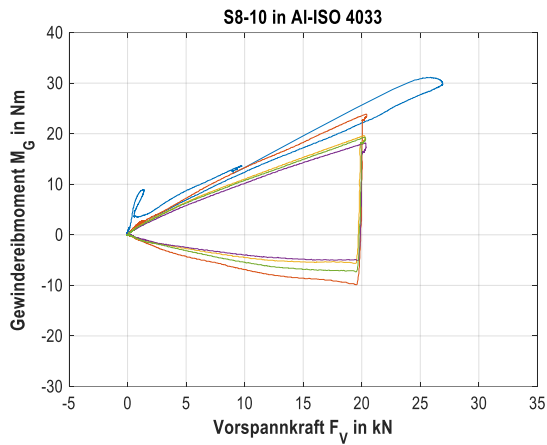


Abbildung 10.64: Ergebnisse Anziehversuche zur Bestimmung der Gewindereibung für verschiedene Muttertypen

10.6 Numerische Simulation

10.6.1 Berechnung der Spannungsverteilung im Schraubengewinde

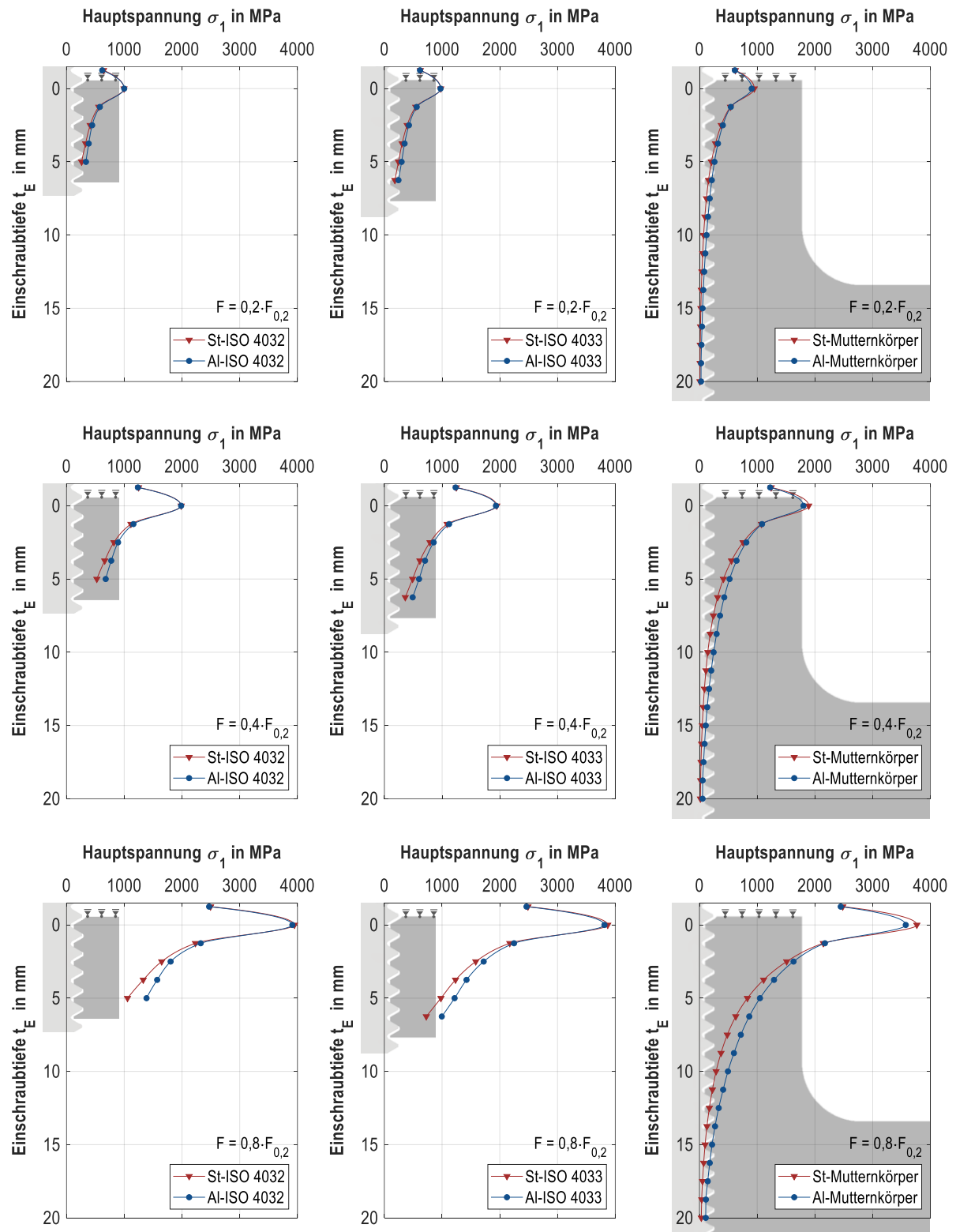


Abbildung 10.65: Spannungsverteilung im Schraubengewinde über die Einschraubtiefe für drei Belastungen $0,2 \cdot F_{0,2}$, $0,4 \cdot F_{0,2}$ und $0,8 \cdot F_{0,2}$ für elastisches Materialverhalten

Einzelwerte der lokalen Spannungsverteilungen für elastisches Materialverhalten

Der Paarvergleich einzelner Gewindegänge führt zu dem Verständnis, wie sich die Lastverteilung in Abhängigkeit der Vorspannkraft, des Mutterwerkstoffs und der Einschraubtiefe für rein elastisches Materialverhalten verändert.

Tabelle 10.10: Lokale Hauptspannungen für $F = 0,2 \cdot F_{0,2}$ ($t_E = 0$ mm entspricht dem 1. tragendem Gewindegang)

Einschraub- tiefe t_E in mm	St-4032	Al-4032	St-4033	Al-4033	St-MK	Al-MK	St-MK*	Al-MK*
-1,25	642,9	619,0	623,3	617,2	621,4	612,7	607,2	595,8
0	996,4	999,9	976,7	972,6	948,5	904,1	816,8	726,8
1,25	557,5	578,8	542,7	559,9	536,6	542,6	560,0	571,6
2,50	410,2	444,7	394,2	425,1	376,8	404,9	446,2	499,4
3,75	330,3	385,0	306,6	350,1	276,9	320,3	363,0	440,3
5,00	262,1	337,0	243,5	298,2	206,9	259,7	296,3	387,0
6,25	-	-	181,2	243,8	156,5	213,6	240,6	336,2
7,50	-	-	-	-	120,0	177,3	193,2	287,3
8,75	-	-	-	-	92,9	147,8	152,0	240,3
10,00	-	-	-	-	71,6	122,0	115,6	194,5
11,25	-	-	-	-	55,8	101,4	87,0	157,0
12,50	-	-	-	-	42,5	82,4	64,5	125,6
13,75	-	-	-	-	31,9	66,8	50,3	105,3
15,00	-	-	-	-	23,7	54,0	43,0	94,4
16,25	-	-	-	-	17,7	44,0	38,9	85,7
17,50	-	-	-	-	13,2	34,9	39,3	86,5
18,75	-	-	-	-	10,2	27,9	42,8	95,5
20,00	-	-	-	-	8,2	26,9	49,6	118,2

Tabelle 10.11: Lokale Hauptspannungen für $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$ ($t_E = 0$ mm entspricht dem 1. tragendem Gewindegang)

Einschraub- tiefe t_E in mm	St-4032	Al-4032	St-4033	Al-4033	St-MK	Al-MK	St-MK*	Al-MK*
-1,25	1249,0	1237,0	1245,8	1233,3	1242,2	1224,7	1213,8	1191,0
0	1986,5	1985,6	1947,4	1932,6	1892,1	1801,4	1630,4	1450,6
1,25	1115,5	1159,4	1085,8	1121,4	1073,1	1083,6	1119,6	1143,2
2,50	821,6	893,9	789,6	854,0	754,0	811,4	892,3	999,0
3,75	661,8	775,0	614,3	704,2	554,3	642,2	726,1	880,8
5,00	525,4	679,1	488,0	600,4	414,2	520,8	592,8	774,0
6,25	-	-	361,8	490,0	313,5	428,5	481,3	672,7
7,50	-	-	-	-	240,3	355,7	386,5	574,9
8,75	-	-	-	-	186,0	296,4	304,1	480,9
10,00	-	-	-	-	143,4	244,7	231,3	389,3
11,25	-	-	-	-	111,7	203,6	174,1	314,3
12,50	-	-	-	-	85,2	165,4	129,1	251,5
13,75	-	-	-	-	64,6	134,1	100,7	210,8
15,00	-	-	-	-	48,3	108,4	86,0	188,9
16,25	-	-	-	-	35,8	88,4	77,7	171,5
17,50	-	-	-	-	26,4	70,6	78,7	173,0
18,75	-	-	-	-	20,0	55,5	85,7	190,9
20,00	-	-	-	-	16,0	54,0	99,2	236,3

Tabelle 10.12: Lokale Hauptspannungen für $F = 0,8 \cdot F_{0,2}$ ($t_E = 0$ mm entspricht dem 1. tragendem Gewindegang)

Einschraubtiefe t_E in mm	St-4032	Al-4032	St-4033	Al-4033	St-MK	Al-MK	St-MK*	Al-MK*
-1,25	2494,8	2470,2	2488,4	2462,8	2481,5	2446,5	2425,2	2380,0
0	3947,8	3911,2	3870,6	3813,5	3764,6	3572,5	3248,0	2887,8
1,25	2232,6	2324,0	2173,2	2247,5	2145,4	2172,6	2237,5	2286,0
2,50	1648,1	1803,1	1583,7	1721,4	1510,2	1629,3	1784,6	1998,9
3,75	1328,8	1570,5	1233,2	1423,8	1110,9	1291,5	1452,7	1762,8
5,00	1056,5	1385,8	980,3	1217,2	830,6	1048,0	1186,2	1549,3
6,25	-	-	726,8	995,7	628,7	862,5	963,2	1346,7
7,50	-	-	-	-	482,1	716,3	773,6	1151,1
8,75	-	-	-	-	373,2	597,1	608,8	963,2
10,00	-	-	-	-	287,8	493,0	463,1	780,1
11,25	-	-	-	-	224,2	410,1	348,7	630,2
12,50	-	-	-	-	171,0	333,2	258,7	504,5
13,75	-	-	-	-	129,9	270,2	201,8	422,9
15,00	-	-	-	-	97,8	218,4	171,2	378,7
16,25	-	-	-	-	72,9	178,2	155,6	343,6
17,50	-	-	-	-	53,0	143,3	157,4	346,2
18,75	-	-	-	-	38,9	111,7	171,5	381,8
20,00	-	-	-	-	32,2	108,8	198,4	472,0

Einfluss des Mutternteilaufagers (Randbedingung) für elastisches Materialverhalten

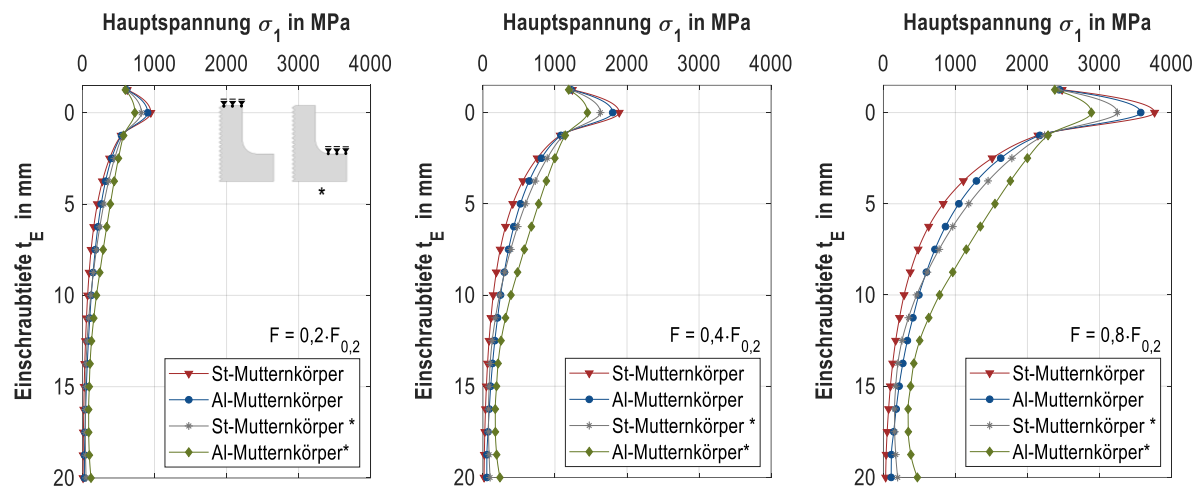


Abbildung 10.66: Spannungsverteilung für Stahl- und Aluminiummutterkörper mit unterschiedlichen Auflagerungen für drei Belastungen $F = 0,2 \cdot F_{0,2}$, $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$ und $F = 0,8 \cdot F_{0,2}$

Mit zunehmender Höhe der hier monoton berechneten Belastung wirken sich der Materialunterschied sowie die unterschiedlichen Randbedingungen (Auflager) des Mutternteilers stärker aus. Die elastisch berechnete Spannung im ersten tragenden Gewindegang der Schraube ist für den Aluminiummutterkörper gegenüber Stahl und insbesondere für den geänderten Kraftfluss (*) reduziert. Bei Berücksichtigung des elastisch-plastischen Materialverhaltens ergeben sich ähnliche Spannungswerte. Für die Bewertung der Schädigung ist die lokale Dehnung im Schraubengewinde zu bewerten, die mit zunehmender Einschraubtiefe und besonders für Aluminiummutterwerkstoffe gegenüber Stahlmuttern deutlich kleiner ist (vgl. **Kapitel 7.1.1**).

Einzelwerte der lokalen Spannungsverteilungen für elastisch-plastisches Materialverhalten

Tabelle 10.13: Lokale Hauptspannungen für $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$ ($t_E = 0$ mm entspricht 1. tragendem Gewindegang)

Einschraub- tiefe t_E in mm	St-4032	Al-4032	St-4033	Al-4033	St-MK	Al-MK	St-MK*	Al-MK*
-1,25	1169,1	1164,6	1168,6	1164,4	1167,9	1164,2	1162,4	1147,5
0	1232,1	1222,9	1230,4	1221,8	1227,6	1220,5	1211,3	1194,7
1,25	1078,5	1170,3	1049,6	1163,3	1036,9	1079,3	1083,2	1106,7
2,50	795,3	976,1	764,8	904,2	729,4	801,4	863,4	966,6
3,75	640,6	845,0	595,8	743,4	536,4	633,9	703,4	852,9
5,00	505,6	723,4	472,5	632,3	400,9	513,6	573,8	748,5
6,25	-	-	348,3	512,4	303,8	422,9	466,2	651,0
7,50	-	-	-	-	233,0	351,0	373,6	555,8
8,75	-	-	-	-	180,4	292,5	293,7	464,0
10,00	-	-	-	-	136,3	236,3	218,4	366,7
11,25	-	-	-	-	108,5	200,9	167,3	302,4
12,50	-	-	-	-	81,0	159,7	121,3	235,8
13,75	-	-	-	-	61,5	129,7	94,1	196,9
15,00	-	-	-	-	45,9	105,1	81,1	178,6
16,25	-	-	-	-	34,7	87,1	74,1	164,0
17,50	-	-	-	-	25,1	68,0	74,6	164,0
18,75	-	-	-	-	18,2	51,4	78,6	174,9
20,00	-	-	-	-	14,5	49,8	90,9	216,3

Öffnen des Mutternkörpers durch Radialkräfte unter Schraubenvorspannung

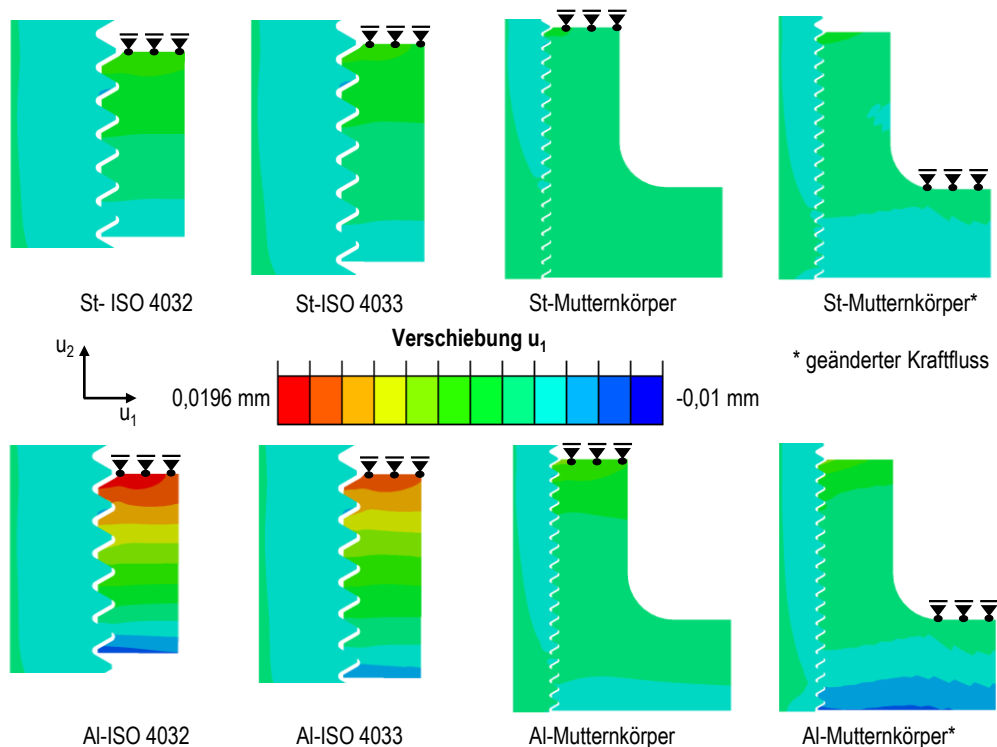


Abbildung 10.67: Radiale Verschiebung U_1 (Mutternaufweitung) für $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$ (elastisch-plastisches Material)

Die höhere Nachgiebigkeit führt zu größeren Radialverschiebungen für Aluminiummuttern (Lastverteilung).

10.6.2 Überelastische Vorbelastung und Größeneinfluss

Einfluss der Elementkantenlänge auf das bezogene Spannungsgefälle G_σ für M8- und M16-Kerbproben

Für die Kerbproben wurde der Einfluss der Elementkantenlänge auf das bezogene Spannungsgefälle G_σ untersucht (Vorgehen zur Bestimmung von G_σ siehe **Kapitel 7.1.2**). Die in 7.2.1 dargestellten G_σ -Werte der Kerbprobe entsprechen der Elementkantenlänge Null. Der Wert G_σ ist für die Berechnung der freibelasteten Kerbe unabhängig von der Belastung (linear-elastisch). Für die kraftschlüssige Schraubenverbindung verändert sich die Lastverteilung in Abhängigkeit des Belastungsniveaus, wodurch die werkstoffmechanischen Kennwerte kräftegebunden sind, siehe 7.1.2.

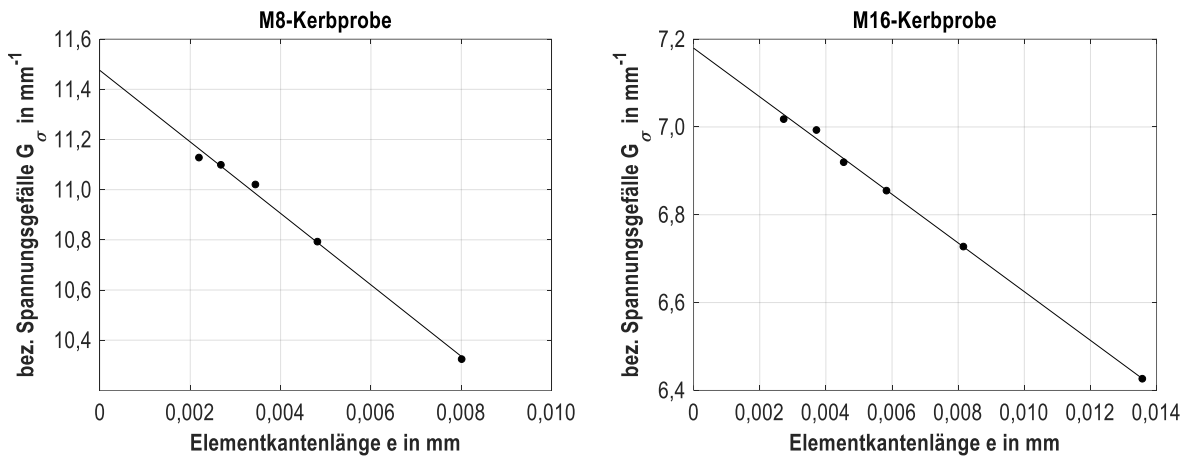


Abbildung 10.68: Bezogenes Spannungsgefälle G_σ für M8- und M16 Kerbproben für verschiedene Elementkantenlängen

Mutternaufweitung bei überelastischer Vorbelastung (elastisch-plastisches Materialverhalten)

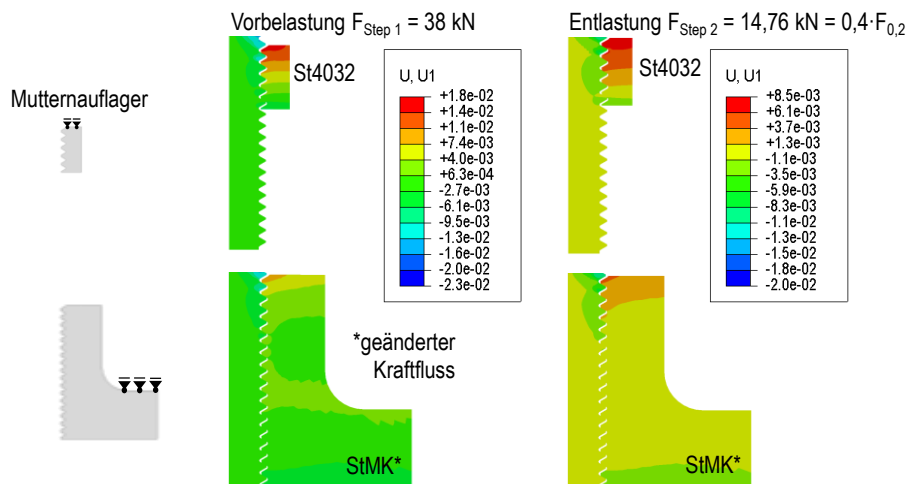


Abbildung 10.69: Mutternaufweitung dargestellt als radiale Verschiebung $U1$ für die Variante Stahlmutter (ISO 4032) und Stahlmutterkörper für die Vorbelastung $F_{\text{Step 1}} = 38 \text{ kN}$ und die Entlastung auf $F_{\text{Step 2}} = 0,4 \cdot F_{0,2}$

Der Einfluss der Mutterkörpersteifigkeit und des Kraftflusses (Auflagerbedingungen) beeinflussen die sich einstellende Lastverteilung. Die radiale Verschiebung (Mutternaufweitung) ist für die Berechnung der Standardmutter gegenüber dem steiferen Mutterkörper deutlich größer, was zu einer relativen Entlastung des ersten lastübertragenden Gewindegangs der Schraube führt, vgl. **Abbildung 6.23**.

Axialspannungsverläufe und lokale Spannungs-Dehnungs-Hysteresen

Nachfolgend sind die resultierenden Axialspannungsverläufe und Spannungs-Dehnungs-Hysteresen mit und ohne Vorbelastung für die Lastamplitude $F_A = 5,13 \text{ kN}$ für Mittellastniveaus $0,2; 0,4; 0,6$ und $0,8 \cdot F_{0,2}$ dargestellt.

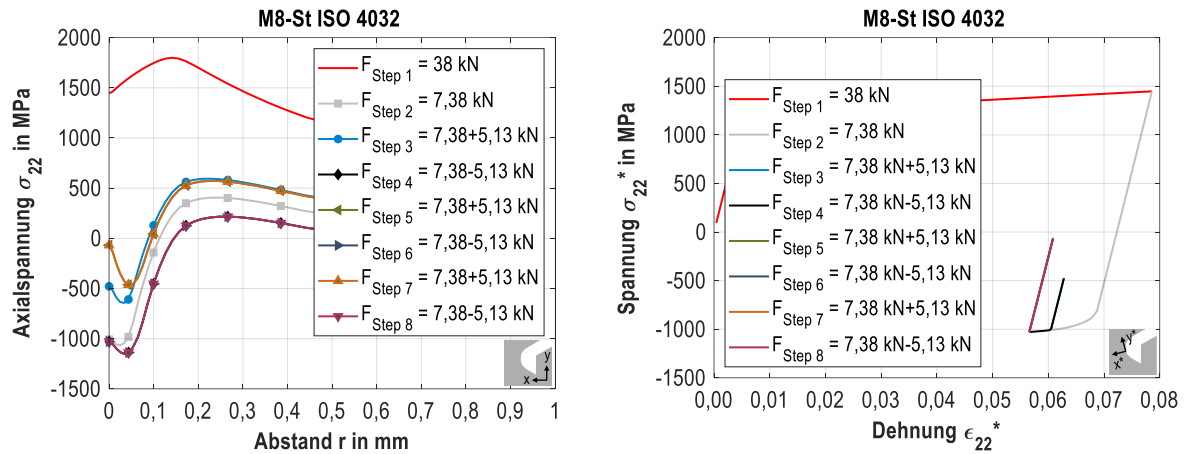


Abbildung 10.70: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hystere mit Vorbelastung, $F_A = 5,13 \text{ kN}$, $F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$

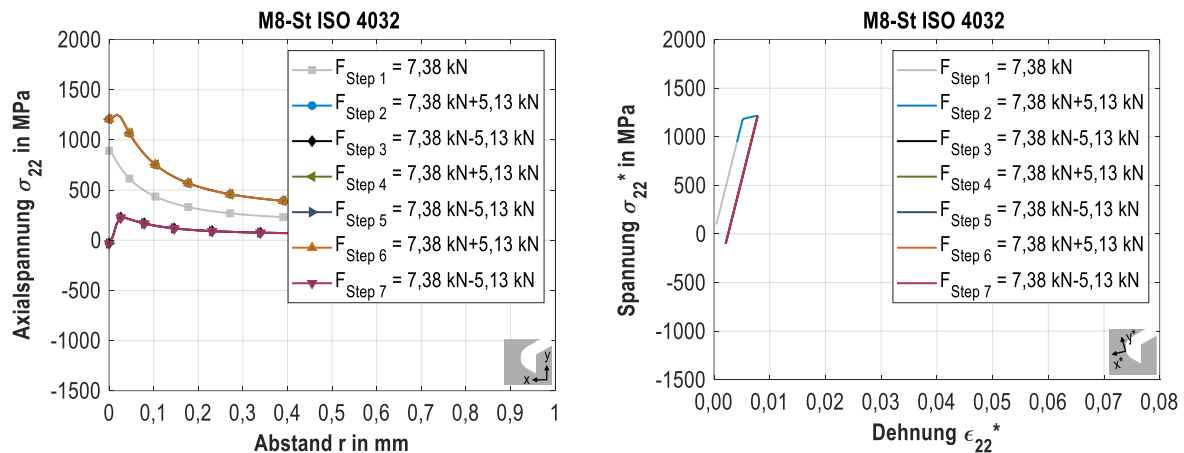


Abbildung 10.71: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hystere, $F_A = 5,13 \text{ kN}$, $F_m = 0,2 \cdot F_{0,2}$

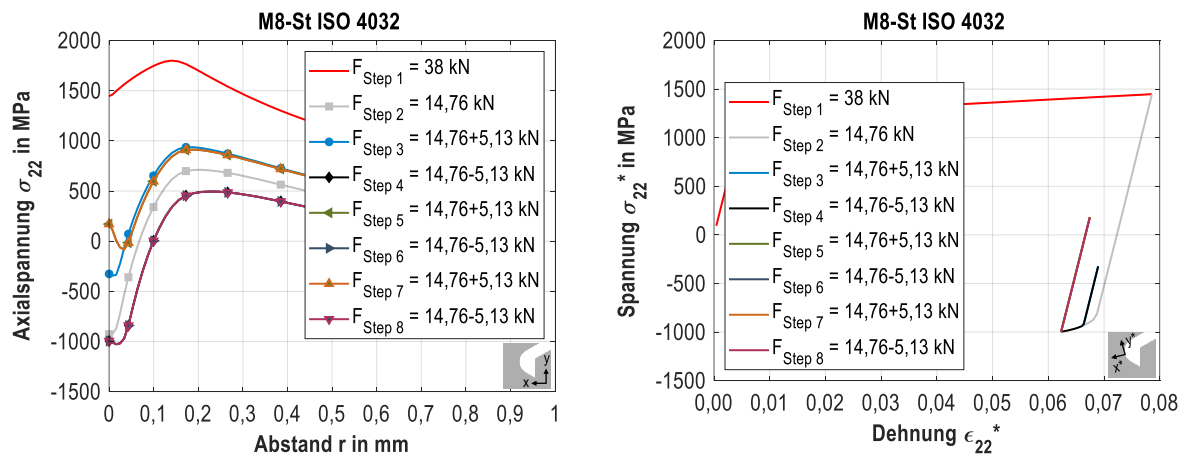


Abbildung 10.72: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hystere mit Vorbelastung, $F_A = 5,13 \text{ kN}$, $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$

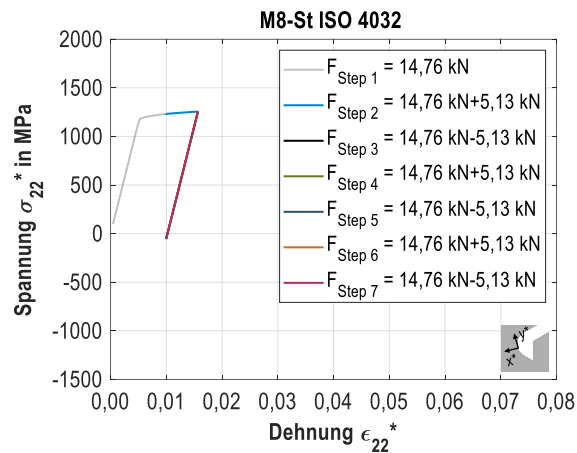
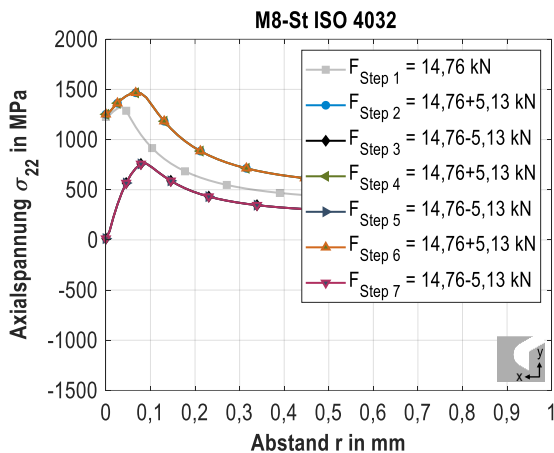


Abbildung 10.73: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hysterese, $F_A = 5,13 \text{ kN}$, $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$

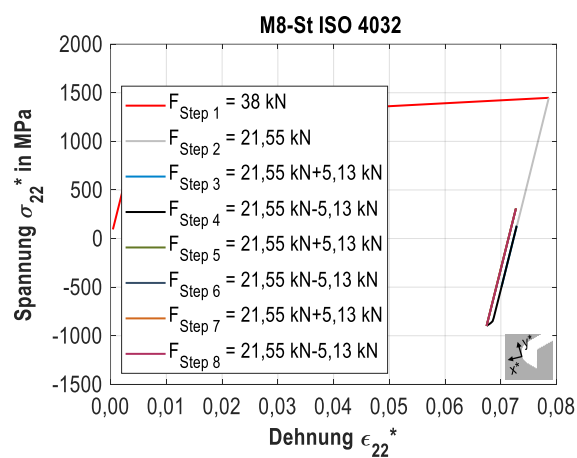
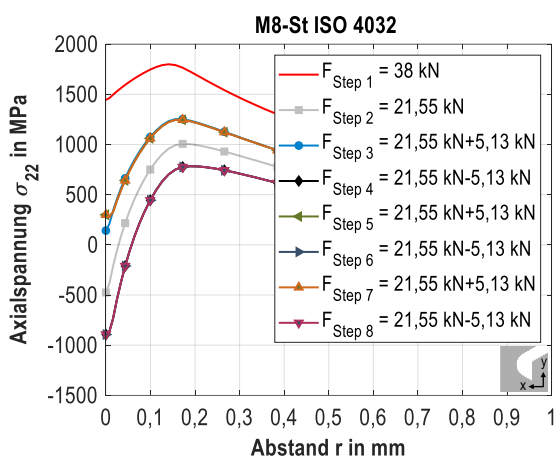


Abbildung 10.74: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hysterese mit Vorbelastung, $F_A = 5,13 \text{ kN}$, $F_m = 0,6 \cdot F_{0,2}$

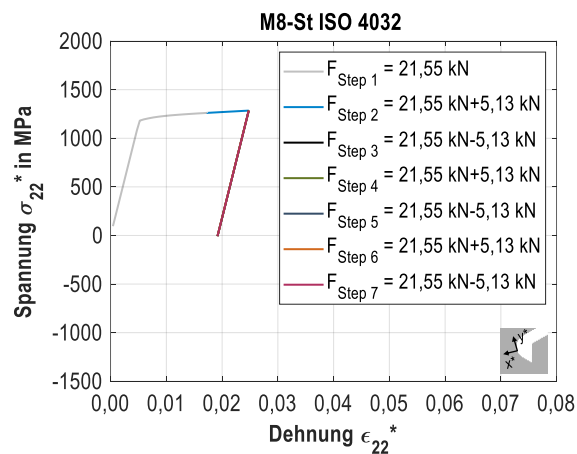
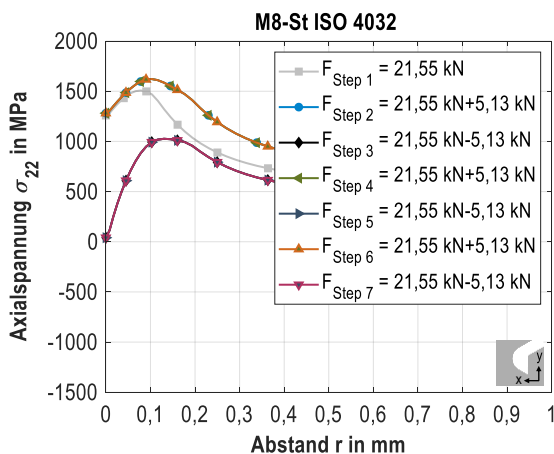


Abbildung 10.75: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hysterese, $F_A = 5,13 \text{ kN}$, $F_m = 0,6 \cdot F_{0,2}$

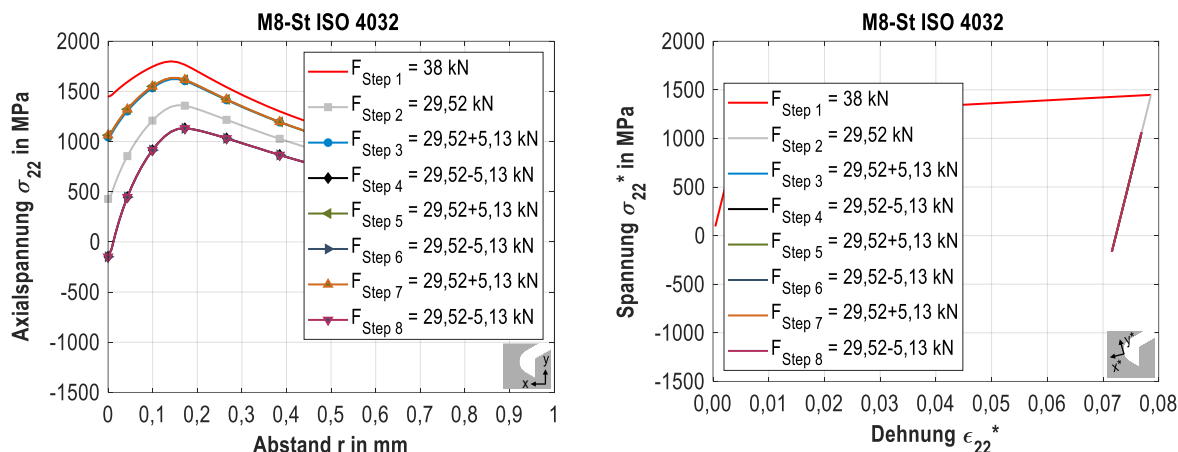


Abbildung 10.76: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hysteresis mit Vorbelastung, $F_A = 5,13 \text{ kN}$, $F_m = 0,8 \cdot F_{0,2}$

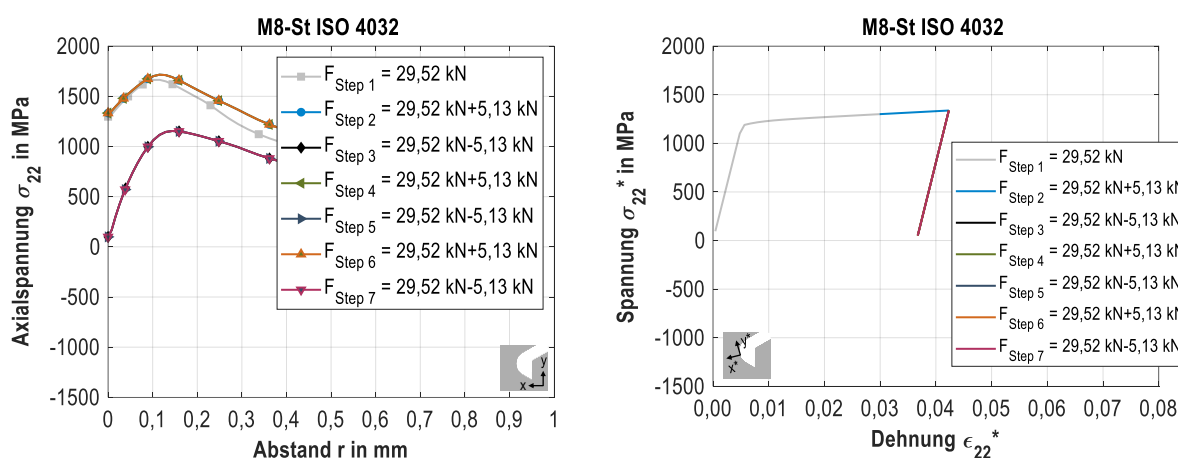


Abbildung 10.77: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hysteresis, $F_A = 5,13 \text{ kN}$, $F_m = 0,8 \cdot F_{0,2}$

Das Entlastungsniveau nach überelastischer Vorbelastung zeigt durch die Verschiebung der lokalen Mittelspannung in den hohen Druckspannungsbereich für große Entlastungen ($0,2 \cdot F_{0,2}$) und in den Zugeschwellbereich für niedrige Entlastungen ($0,8 \cdot F_{0,2}$) die starke Abhängigkeit der Beanspruchbarkeit zur Mittellast. Für nicht vorbelastete Varianten veranschaulichen die Berechnungsergebnisse eine Verschiebung zu höheren Mitteldehnungen bei vergleichbaren Spannungswerten, die durch lokales Fließen infolge der hohen Kerbwirkung begründet sind. Im Vergleich der lokalen Beanspruchungen in Form der Lage der Spannungs-Dehnungs-Hysteresis ergibt sich für die überelastisch vorbelasteten Varianten, mit lokal induzierten Druckeigenstressungen somit eine starke Mittellastabhängigkeit, die sich auch in den experimentell ermittelten Ermüdungsfestigkeiten bestätigt. Die Abhängigkeit zur Mittellast für die Verbindung mit Standardstahlmutter ist hingegen gering und die Ermüdungsbeanspruchbarkeit fällt mit zunehmender Mittellast nur geringfügig ab. Zusammenfassend wird die experimentell und numerisch bestimmte Mittellastabhängigkeit in Kapitel 7.3 diskutiert.

Berechnete Spannungs-Dehnungs-Hysteresen für weitere Belastungsamplituden für das Mittellastniveau $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$ mit und ohne überelastischer Vorbelastung

Die nachfolgend aufgeführten Versuchsergebnisse zeigen für das konstant gewählte Mittellastniveau $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$ die berechneten lokalen Beanspruchungen für unterschiedlich hohe Betriebslasten, die in Form verschiedener Lastamplituden abgebildet wurden. Die Lastamplituden wurden analog zu den durchgeführten Ermüdungsversuchen gewählt.

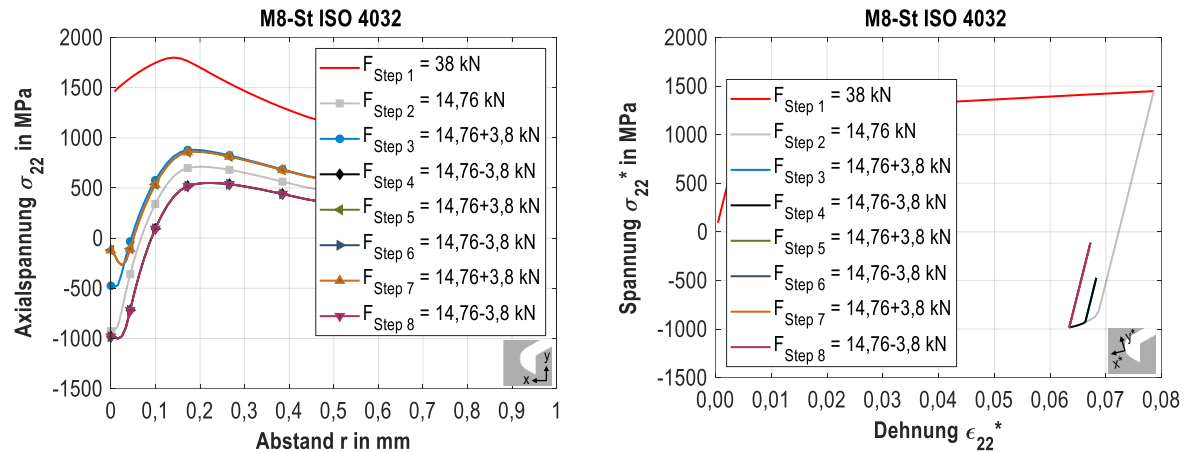


Abbildung 10.78: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hysterese mit Vorbelastung, $F_A = 3,8$ kN, $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$

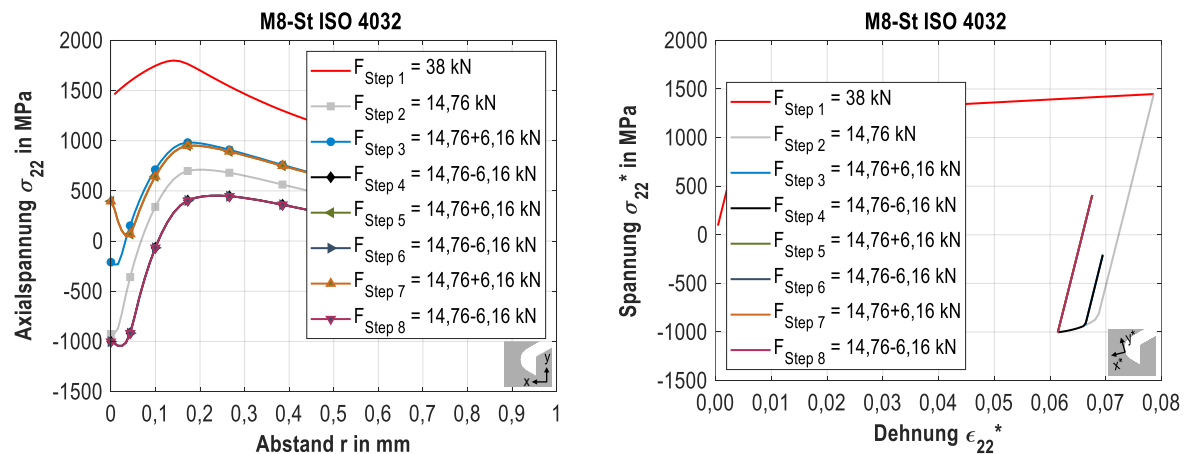


Abbildung 10.79: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hysterese mit Vorbelastung, $F_A = 6,16$ kN, $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$

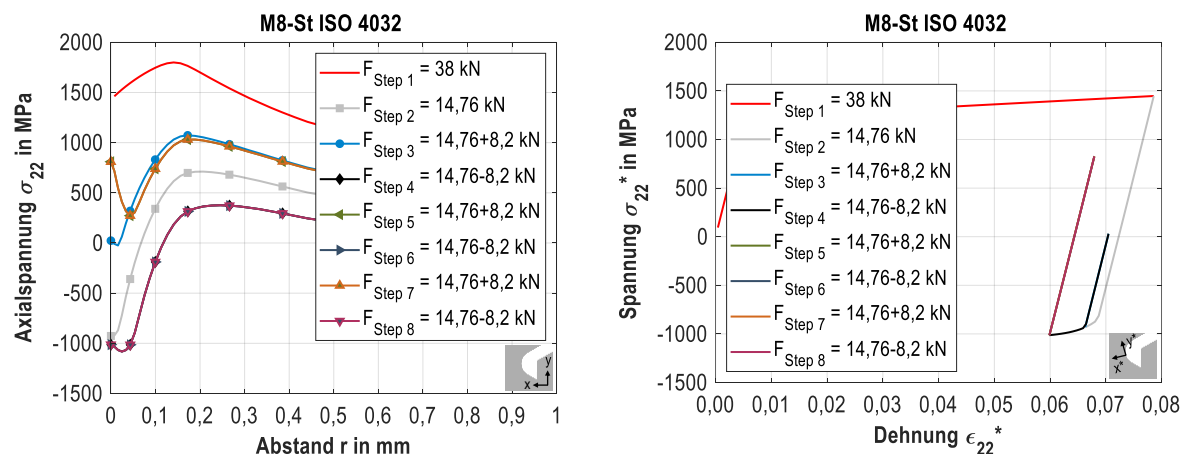


Abbildung 10.80: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hysterese mit Vorbelastung, $F_A = 8,2$ kN, $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$

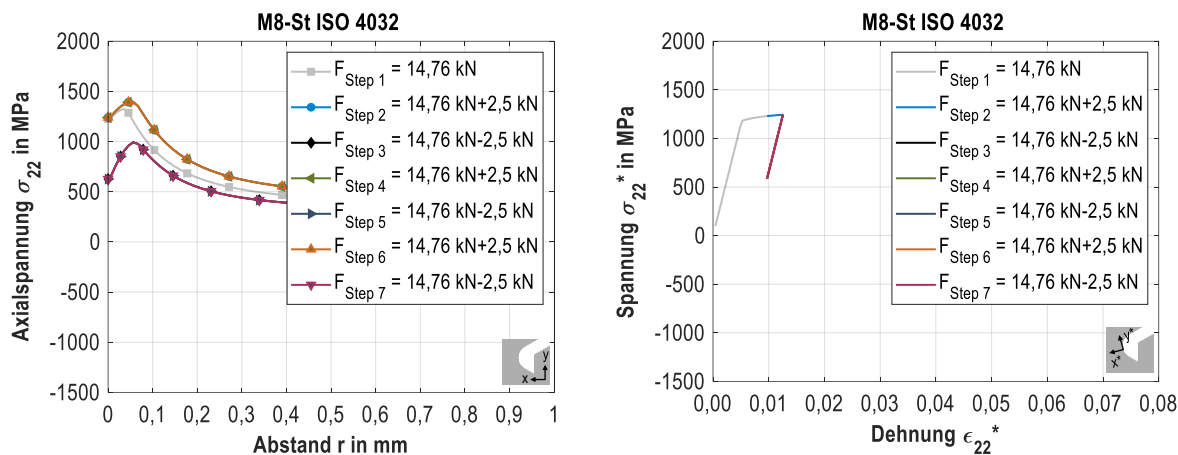


Abbildung 10.81: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hysterese, $F_A = 2,5 \text{ kN}$, $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$

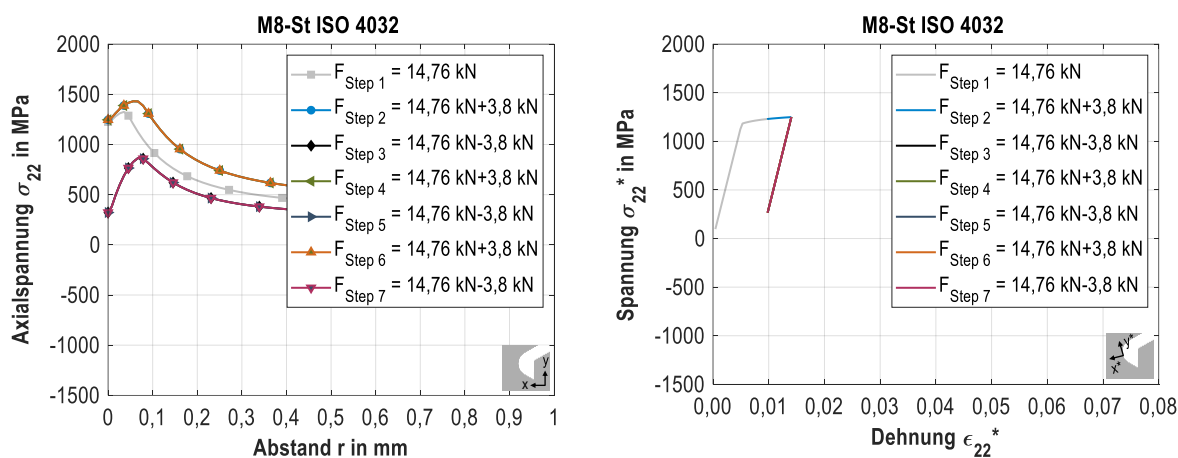


Abbildung 10.82: Axialspannungsverlauf und Spannungs-Dehnungs-Hysterese, $F_A = 3,8 \text{ kN}$, $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$

Zusammenfassend zeigt sich, dass die Darstellung der lokalen Spannungs-Dehnungs-Hysteresen bereits einen guten Vergleich zur Einordnung der Beanspruchbarkeit ohne die Berechnung von Schädigungsparametern wie P_{SWT} oder P_J ermöglicht. Je größer die Lastamplitude desto größer sind die resultierende Mittelspannung und Mitteldehnung. Die überelastische Vorbelastung führt zu einer Verschiebung der lokalen Spannungs-Dehnungs-Hysterese in den Druckspannungsbereich, wodurch die höhere Lebensdauer und Beanspruchbarkeit begründet werden können. Für eine Quantifizierung und Abschätzung der Lebensdauer nach dem örtlichen Konzept ist die Berechnung der Schädigungsparameter und der Vergleich mit einer Werkstoffwöhlerlinie durchzuführen, siehe **Ausblick in Kapitel 9**.

Spannungsverteilung für elastisch-plastisches Materialverhalten mit und ohne zyklischer Belastung

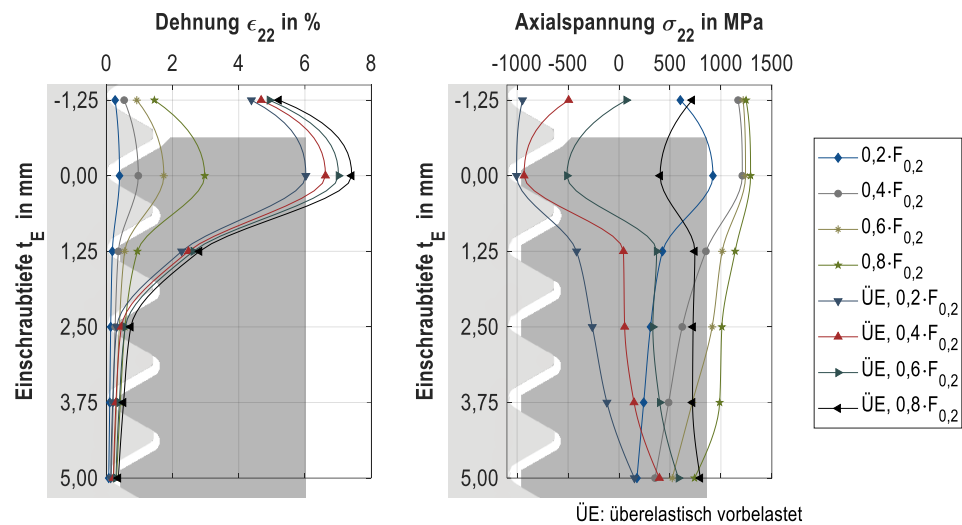


Abbildung 10.83: Dehnungs- und Spannungsverteilung mit und ohne überelastischer Vorbelastung für die Berechnung verschiedener Mittellasten (elastisch-plastisches Materialverhalten)

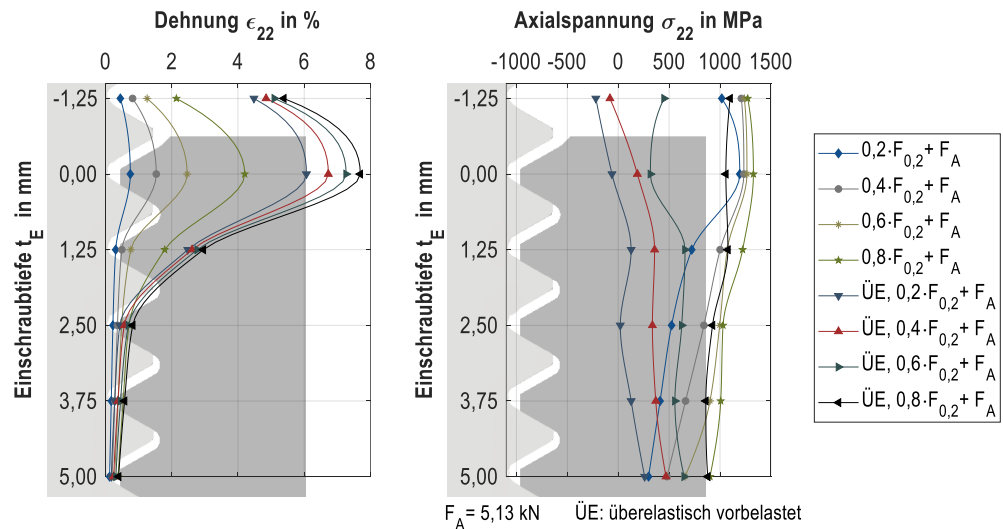


Abbildung 10.84: Dehnungs- und Spannungsverteilung mit und ohne überelastischer Vorbelastung für die Berechnung von drei Lastzyklen und verschiedene Mittellasten (elastisch-plastisches Materialverhalten)

Die Berechnungsergebnisse nach drei Lastzyklen für die Beispielverbindung M8-Stahlschraube gepaart mit der Standardmutter aus Stahl (ISO 4032) zeigen für die Auswertung bei Oberlast $F_o = F_m + F_A$ eine homogenere Lastverteilung bei höheren örtlichen Spannungen und Dehnungen. Die Ergebnisse veranschaulichen die Mittellastabhängigkeit der Ermüdungsbeanspruchbarkeit sowohl für überelastisch vorbelastete, als auch für nicht vorbelastete Verbindungen. Die örtlichen Spannungen sind bei nicht vorbelasteten Verbindungen auf vergleichbarem Niveau, da die Streckgrenze überschritten wird. Der Unterschied in der Beanspruchung liegt in der lokalen Dehnung, die mit zunehmender Mittellast größer ist und die im Experiment festgestellte höhere Ermüdungsbeanspruchbarkeit in Form der dauerhaft ertragbaren Lastamplitude für kleinere Mittellasten begründet.

Literaturverzeichnis

- [1] Kraemer, F., Stoerzel, K., Oechsner, M., Melz, T., Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von Schraubenverbindungen mit gefurchem Gewinde, FAT-Schriftenreihe 309, ISSN 2192-7863, Abschlussbericht IGF-Vorhaben 17802 N, Technische Universität Darmstadt, Fraunhofer LBF, **2018**.
- [2] Deutscher Schraubenverband e.V., ICS Handbuch. Industrielle Schraubmontage., 3. Aufl., Iserlohn, H.-H. Mönnig Verlag, **2007**.
- [3] Richard Bergner Verbindungstechnik GmbH & Co. KG, RIBE® GFS, Direktverschraubungen in Stahl, Gusseisen, Aluminium, Blech, Magnesium und Kunststoff, Schwabach, **2017**.
- [4] Kloos, K.-H.; Thomala, W.; Wiegand, H., Schraubenverbindungen, Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung, 5. Auflage, Berlin, Springer, **2007**.
- [5] Deutsche Norm DIN 969, Schwingfestigkeitsversuch bei Axialbelastung. Prüfverfahren und Auswertung der Ergebnisse, Beuth Verlag, Berlin, **12-1997**.
- [6] Richtlinie VDI 2230 Blatt 1, Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Zylindrische Einschraubenverbindungen, Beuth Verlag, Berlin, **11-2015**.
- [7] FKM-Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis unter expliziter Erfassung nichtlinearen Werkstoffverformungsverhaltens. Für Bauteile aus Stahl, Stahlguss und Aluminiumknetlegierungen, VDMA Verlag, Frankfurt, **2019**.
- [8] Deutsche Norm DIN EN 1993-1-1, Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten - Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln und Regeln für den Hochbau; Deutsche Fassung EN 1993-1-1:2005 + AC:2009, Beuth Verlag, Berlin, **12-2010**.
- [9] Bose-Munde, A., Direkt ins Material geschraubt, Gewindefurchende Schrauben: Beschichtung hat großen Einfluss. URL <https://industrieanzeiger.industrie.de/technik/direkt-ins-material-geschraubt/>, **04.03.2019**.
- [10] Deutsche Norm DIN 8580, Fertigungsverfahren. Begriffe, Einteilung, Beuth Verlag, Berlin, **09-2003**.
- [11] Deutsche Norm DIN 8583-5, Fertigungsverfahren Druckumformen. Teil 5: Eindrücken. Einordnung, Unterteilung, Begriffe, Beuth Verlag, Berlin, **09-2003**.
- [12] Kretschmer, G., Kenngrößen beim Gewindefurchen, Zeitschrift für industrielle Fertigung, Band 68, S. 83-86, **1978**.
- [13] Damm, S., Betrachtungen zum Werkstofffluss bei der umformenden Innengewindeherstellung durch Gewindefurchen, Dissertation, Universität Kassel, **2003**.
- [14] Schäfer, M., Analyse und Beschreibung des Innengewindefertigungsverfahrens Gewindefurchen auf Basis eines Modellversuchs, Dissertation, Universität Kassel, **2004**.
- [15] Holsten, S., FEM-unterstützte Parameterstudie des Innengewinde-Fertigungsverfahrens Gewindefurchen, Dissertation, Universität Kassel, **2006**.
- [16] Fromentin, G.; Poulachon, G.; Moisan, A.; Julien, B.; Giessler, J., Precision and surface integrity of threads obtained by form tapping, CIRP Annals, pp. 519-522, **2005**.
- [17] Fromentin, G.; Bierla, A.; Minfray, C.; Poulachon, G., An experimental study on the effects of lubrication in form tapping, Tribology International 43, pp. 1726-1734, **2010**.
- [18] König, W.; Fieber, M., Spanlos: Gewindefurchen, eine Alternative zum Gewindebohren in Aluminium-Druckguss, Band 5, S. 187-192, **1992**.
- [19] Fischer, S., Lallement, R., "Aultimate screw" - Direktverschraubung in Aluminiumwerkstoffe, 11. Informations- und Diskussionsveranstaltung - Neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis - Leicht - Innovativ - Sicher, Deutscher Schraubenverband e.V., 05. bis 06. Mai 2015, Darmstadt, **2015**.
- [20] Hinteregger, C., Betriebsfestigkeit von innovativen Leichtmetallverschraubungen im Fahrzeuggetriebebau, Dissertation, Montanuniversität Leoben, **2008**.
- [21] Deutsche Norm DIN 7513, Gewinde-Schneidschrauben - Sechskantschrauben, Schlitzschrauben - Maße, Anforderungen, Prüfungen, Beuth Verlag, Berlin, **12-2016**.

-
- [22] Deutsche Norm DIN 7516, Gewinde-Schneidschrauben - Kreuzschlitzschrauben - Maße, Anforderungen, Prüfung, Beuth Verlag, Berlin, **12-2016**.
- [23] Deutsche Norm DIN 7500-1, Gewindefurchende Schrauben für Metrisches ISO-Gewinde. Teil 1: Technische Lieferbedingungen für einsatzgehärtete und angelassene Schrauben, Beuth Verlag, Berlin, **06-2009**.
- [24] Deutsche Norm DIN 267-30, Mechanische Verbindungselemente - Technische Lieferbedingungen - Teil 30: Metrische gewindefurchende Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9, Beuth Verlag, Berlin, **07-2016**.
- [25] CONTI Fasteners AG, Taptite 2000 Schrauben. URL <https://taptite.com/products/taptite-2000>, **18.07.2019**.
- [26] Deutsche Norm DIN 13-1, Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung. Teil 1: Nennmaße für Regelgewinde Gewindenennendurchmesser von 1 mm bis 68 mm, Beuth Verlag, Berlin, **10-1999**.
- [27] Deutsche Norm DIN EN ISO 898-1, Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl - Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen - Regelgewinde und Feingewinde (ISO 898-1:2013); Deutsche Fassung EN ISO 898-1:2013, Beuth Verlag, Berlin, **05-2013**.
- [28] Deutsche Norm DIN EN 10083-1, Vergütungsstähle - Teil 1: Allgemeine technische Lieferbedingungen; Deutsche Fassung EN 10083-1:2006, Beuth Verlag, Berlin, **10-2006**.
- [29] Deutsche Norm DIN EN 10263-4, Walzdraht, Stäbe und Draht aus Kaltstauch- und Kaltfließpressstählen - Teil 4: Technische Lieferbedingungen für Vergütungsstähle; Deutsche Fassung prEN 10263-4:2014, Beuth Verlag, Berlin, **04-2014**.
- [30] Kraemer, F., Herstellung einer gewindefurchenden Schraube mit höchstfester Spitze und konventionellem Schaft, Masterarbeit, EJOT GmbH & Co. KG, Universität Siegen, **09-2011**.
- [31] Deutsche Norm DIN EN 10084, Einsatzstähle - Technische Lieferbedingungen; Deutsche Fassung EN 10084:2008, Beuth Verlag, Berlin, **06-2008**.
- [32] Deutsche Norm DIN ISO 965-1, Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung - Toleranzen - Teil 1: Prinzipien und Grundlagen (ISO 965-1:2013), Beuth Verlag, Berlin, **05-2017**.
- [33] Deutsche Norm DIN EN ISO 4032, Sechskantmuttern (Typ 1) - Produktklassen A und B (ISO/DIS 4032:2016); Deutsche und Englische Fassung prEN ISO 4032:2016, Beuth Verlag, Berlin, **05-2016**.
- [34] Deutsche Norm DIN EN ISO 10683, Verbindungselemente - Nichtelektrolytisch aufgetragene Zinklamellenüberzüge (ISO/DIS 10683:2016); Deutsche und Englische Fassung prEN ISO 10683:2016, Beuth Verlag, Berlin, **07-2016**.
- [35] Deutsche Norm DIN EN ISO 9227, Korrosionsprüfungen in künstlichen Atmosphären - Salzsprühnebelprüfungen (ISO/DIS 9227:2015); Deutsche und Englische Fassung prEN ISO 9227:2015, Beuth Verlag, Berlin, **09-2015**.
- [36] microGLEIT GmbH, microGLEIT DCP und DF Serie Produkte - Daten - Anwendung, Gesamtübersicht. URL www.microgleit.de, **12.05.2017**.
- [37] Empfehlung VDA 233-102, Zyklische Korrosionsprüfung von Werkstoffen und Bauteilen im Automobilbau, Dokumentation Kraftfahrtwesen e.V. (DKF), Frankfurt, **06-2013**.
- [38] Prüfblatt VDA 235-101, Reibungszahleinstellung von mechanischen Verbindungselementen mit Gewinde, Dokumentation Kraftfahrtwesen e.V. (DKF), Frankfurt, **11-2019**.
- [39] EJOT GmbH & Co. KG, Oberflächentechnik und Beschichtungssysteme. Interne Schulungsunterlagen, **2014**.
- [40] Pfister, U.; Friedrich, C., Schrauben schaffen ihr eigenes Gewinde, Gewindefurchende Schrauben senken Fügekosten um bis zu 70 %. URL <https://industrieanzeiger.industrie.de/allgemein/schrauben-schaffen-ihr-eigenes-gewinde/#slider-intro-2>, **05.04.2004**.
- [41] Kraemer, F., Ermittlung der Prozessgrenzen bei der Direktverschraubung von Verbindungselementen mit induktiv wärmebehandelter Gewindefurchzone, Bachelorarbeit, EJOT GmbH & Co. KG, Universität Siegen, **07-2009**.
- [42] Deutsche Norm DIN 7500-2, Gewindefurchende Schrauben für metrisches ISO-Gewinde. Richtwerte für Lochdurchmesser, Beuth Verlag, Berlin, **12-1984**.

-
- [43] Siebert, H., Gewindefurchen, Werkstattblatt 501, S. 1-6, **1970**.
- [44] Kraemer, F., Beyer, J., M., Oechsner, M., Experimentelle Charakterisierung von gefurchten Mutterngewinden, DVM-Bericht 1683, ISSN 2367-2021, DVM-Tag 2016 - Bauteile verstehen. Schraubenverbindungen. 20. bis 22. April 2016, Berlin, S.27-36, **2016**.
- [45] Thomala, W., Der Dauerbruch - häufigster Schaden bei Schraubenverbindungen, Draht-Welt (Sonderdruck) / Ribe Blauheft Nr. 19, Nr. 2, **1979**.
- [46] Kloos, K.-H.; Thomala, W., Spannungsverteilung im Schraubengewinde, VDI-Z / Ribe Blauheft Nr. 21, Nr. 12, S. 127-137, **1979**.
- [47] Thomala, W., Beitrag zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, **1978**.
- [48] Thomala, W., Hinweise zur Anwendung überelastisch vorgespannter Schraubenverbindungen, VDI-Berichte / Ribe Blauheft Nr. 33, Nr. 478, S. 42-53, **1983**.
- [49] Schneider, W., Beanspruchung und Haltbarkeit hochvorgespannter Schraubenverbindungen, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, **1992**.
- [50] Dünkel, V., Schwingfestigkeit von Schraubenverbindungen - Optimierte Versuchsführung und deren Anwendung bei der Untersuchung von Randschicht- und Oberflächenzuständen, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, **1999**.
- [51] Wiegand, H.; Illgner, K.H., Einfluss der Mutterfestigkeit und Mutterhöhe auf die Dauerhaltbarkeit hochfester Schraubenverbindungen, Draht-Welt, S. 115-120, **1968**.
- [52] Weber, J., Beitrag zur betriebsfesten Auslegung von Schraubenverbindungen auf Grundlage moderner Betriebsfestigkeitskonzepte, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Aachen, Shaker Verlag, **2010**.
- [53] Venkatesan, S.; Kinzel, G., Reduction of stress concentration in bolt-nut connectors, Journal of Mechanical Design, Vol. 128, pp. 1337-1342, **2006**.
- [54] Majzoobi, G.; Agh-Mohammad Dabbagh, M.; Asgari, P.; Pipelzadeh, M.; Hardy, S., Improvement of performance of bolt-nut connections, Part II: Experimental investigation, Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 228, pp. 3078-3089, **2014**.
- [55] Majzoobi, G.; Agh-Mohammad Dabbagh, M.; Asgari, P.; Pipelzadeh, Hardy, S., Improvement of performance of bolt-nut connections, Part I: Simulations, Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 228, pp. 3069-3077, **2014**.
- [56] Klein, H., Hochwertige Schraubenverbindungen. Einige Gestaltungsprinzipien und Neuentwicklungen., Konstr. Masch. Appar. Gerätebau, Band 11, S. 201-212 und 259-264, **1959**.
- [57] Cornelius, E.-A.; Kwami, F.O., Die Steigerung der Sicherheit von Schraubenverbindungen durch überelastisches Anziehen, Konstruktion, Nr. 4, S. 142-151, **1966**.
- [58] Illgner, K.H.; Beelich, K.H., Einfluss überlagerter Biegung auf die Haltbarkeit von Schraubenverbindungen, Konstr. Masch. Appar. Gerätebau, Band 18, S. 117-124, **1979**.
- [59] Kloos, K.H., Einfluss des Oberflächenzustandes und der Probengröße auf die Schwingfestigkeitseigenschaften, Werkstoff und Bauteilverhalten unter Schwingbeanspruchung, VDI-Berichte, Nr. 661, S. 63-76, **1976**.
- [60] Wuttke, U., Praxisgerechte Bewertung zyklisch beanspruchter Schraubenverbindungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode, Dissertation, Technische Darmstadt, Aachen, Shaker Verlag, **2008**.
- [61] Simonsen, F., Der Einfluss von zinkbasierten Korrosionsschutzsystemen auf die zyklische Beanspruchbarkeit von Bauteilen aus Stahl, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Aachen, Shaker Verlag, **2016**.
- [62] Wiegand, H.; Illgner, K.H.; Beelich, K.H., Festigkeit und Formänderungsverhalten von Schraubenverbindungen insbesondere aus austenitischen Werkstoffen, Draht, Nr. 18, S. 517-526, **1967**.
- [63] FKM-Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, VDMA Verlag, Frankfurt, **2012**.

- [64] Schneider, R.; Wuttke, U., Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen, Gewindeverbindungen örtlich Vorhaben Nr. 279, Abschlussbericht IGF-Vorhaben 15365, Technische Universität Darmstadt, **2010**.
- [65] Schneider, R., Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, **2010**.
- [66] Olveda, D.; Beyer, J.; Panic, D.; et al., Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen II, Abschlussbericht IGF-Vorhaben 16920 N, Technische Universität Darmstadt, **2014**.
- [67] Neuber, H., Theory of Stress Concentration for Shear-Strained Prismatical Bodies with Arbitrary Nonlinear Stress-Strain Law, Journal of applied Mechanics, No. 28, pp. 544-550, **1961**.
- [68] Siebel, E.; Stieler, M., Ungleichförmige Spannungsverteilung bei schwingender Beanspruchung, VDI Veröffentlichung 97, S. 121-126, **1955**.
- [69] Smith, K.N.; Watson, P.; Topper, T.H., A stress strain function for the fatigue of materials, Journal of Materials Processing Technology, pp. 767-778, **1970**.
- [70] Seeger, T., Stahlbau Handbuch, Köln, Stahlbau-Verlagsgesellschaft mbH, **1996**.
- [71] Vormwald, M., Anrisslebensdauervorhersage auf der Basis der Schwingbruchmechanik für kurze Risse, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, **1989**.
- [72] Mathurin, F.; Guillot, J.; Stephan, P.; Daidie, A., 3D Finite Element Modeling of an Assembly Process With Thread Forming Screw, Journal of Manufacturing Science and Engineering, Nr. 8, **2009**.
- [73] Dinger, G., Dynamic modeling and simulation of the screwing behavior of thread forming screws, Journal of Manufacturing Processes, pp. 374-379, **2015**.
- [74] Warrington, C.; Kapoor, S.; DeVor, R., Finite Element Modeling for Tap Design Improvement in Form Tapping, Journal of Manufacturing Science and Engineering, pp. 65-73, **2006**.
- [75] Chowdhary, S.; DeVor, R.E.; Kapoor, S.G., Modeling Forces Including Elastic Recovery for Internal Thread Forming, Journal of Materials Science and Engineering, pp. 681-688, **2003**.
- [76] Seneviratne, L.D.; Ngemoh, F.A.; Earles, S.W.E.; Althoefer, K.A., Theoretical modelling of the self-tapping screw fastening process, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, pp. 135-154, **2001**.
- [77] Deutsche Norm DIN EN ISO 4033, Hohe Sechskantmuttern (Typ 2) - Produktklassen A und B (ISO/DIS 4033:2016); Deutsche und Englische Fassung prEN ISO 4033:2016, Beuth Verlag, Berlin, **05-2016**.
- [78] Deutsche Norm DIN EN ISO 16047, Verbindungselemente - Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch (ISO 16047:2005); Deutsche Fassung EN ISO 16047:2005, Beuth Verlag, Berlin, **10-2005**.
- [79] Deutsche Norm DIN EN ISO 6892-1, Metallische Werkstoffe - Zugversuch - Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur (ISO 6892-1:2016); Deutsche Fassung EN ISO 6892-1:2016, Beuth Verlag, Berlin, **02-2017**.
- [80] Deutsche Norm DIN EN ISO 14577-1, Instrumentierte Eindringprüfung zur Bestimmung der Härte und anderer Werkstoffparameter - Teil 1: Prüfverfahren (ISO 14577-1: 2015); Deutsche Fassung EN ISO 14577-1: 2015, Beuth Verlag, Berlin, **11-2015**.
- [81] Deutsche Norm DIN EN ISO 3506-1, Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus korrosionsbeständigen nichtrostenden Stählen - Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen - Regelgewinde und Feingewinde (ISO/DIS 3506-1:2017); Deutsche und Englische Fassung prEN ISO 3506-1:2017, Beuth Verlag, Berlin, **02-2018**.
- [82] Deutsche Norm DIN EN 573-3, Aluminium und Aluminiumlegierungen - Chemische Zusammensetzung und Form von Halbzeug - Teil 3: Chemische Zusammensetzung und Erzeugnisformen; Deutsche Fassung EN 573-3:2013, Beuth Verlag, Berlin, **12-2013**.
- [83] Deutsche Norm DIN EN ISO 898-2, Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl - Teil 2: Muttern mit festgelegten Festigkeitsklassen - Regelgewinde und Feingewinde (ISO 898-2:2012); Deutsche Fassung EN ISO 898-2:2012, Beuth Verlag, Berlin, **08-2012**.
- [84] Czichos, H.; Habig, K.-H., Tribologie-Handbuch, Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik, 4. Aufl., Wiesbaden, Springer Vieweg, **2015**.

- [85] EJOT GmbH & Co. KG, Produktinformation. EJOT ALtracs Plus®. Die gewindefurchende Schraube für Leichtmetalle, **2015**.
- [86] Deutsche Norm DIN EN ISO 6507-1, Metallische Werkstoffe - Härteprüfung nach Vickers - Teil 1: Prüfverfahren (ISO 6507-1:2005); Deutsche Fassung EN ISO 6507-1:2005, Beuth Verlag, Berlin, **03-2006**.
- [87] Deutsche Norm DIN EN ISO 4042, Verbindungselemente - Galvanisch aufgebrachte Überzugssysteme (ISO/DIS 4042:2017); Deutsche und Englische Fassung prEN ISO 4042:2017, Beuth Verlag, Berlin, **07-2017**.
- [88] Kraemer, F., Klein, M., Oechsner, M., Zyklische Beanspruchbarkeit metrischer Stahlschrauben in Abhängigkeit von Mittellast und Mutterngewindeart: 45. Tagung des Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, Effiziente Auslegung und Absicherung, 26. und 27. September 2018, Stuttgart, DVM-Bericht 145, ISSN 0944-5242, S. 169-184, **2018**.
- [89] Kraemer, F.; Klein, M.; Oechsner, M., Ermüdungseigenschaften von Schraubenverbindungen mit gefurchtem und geschnittenen Gewinde, Vol. 50, ISSN 0933-5137, Materials Science & Engineering Technology, S. 204-224, **02-2019**.
- [90] Martens, A., Einfluß der Gewindeform auf die Festigkeit der Schraubenbolzen, VDI-Z. 17, Nr. 39, S. 505-508, **1985**.
- [91] Macherauch, E., Müller, P., Das $\sin^2\psi$ -Verfahren der röntgenographischen Spannungsmessung, Zeitung für angewandte Physik 13, S. 305-312, **1961**.
- [92] Kraemer, F.; Klein, M.; Oechsner, M., Ermüdungsverhalten zyklisch beanspruchter Schrauben mit zinkbasiertem Korrosionsschutz, IGF-Vorhaben 20412 N, **Laufzeit: 01.11.2018 bis 30.04.2021**.
- [93] Schudlich, A.; Klein, M.; Oechsner, M., Bewertung von Mikrostützwirkungseffekten der Feuerverzinkung auf die Ermüdungsfestigkeit feuerverzinkter Stahl- und Verbundbrücken, **Laufzeit: 01.10.2019 bis 31.03.2022**.
- [94] Seybold, R., Finite-Elemente-Simulation örtlicher Beanspruchungen in Schraubengewinden, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, **2006**.
- [95] Doege, E.; Meyer-Nolkemper, H.; Saeed, I., Fließkurvenatlas metallischer Werkstoffe, Mit Fließkurven für 73 Werkstoffe und einer grundlegenden Einführung, **1986**.
- [96] Kempf, A.; Peth, J.; Klein, M.; Oechsner, M.; Friedrich, C., Rechnerische Beschreibung des Relaxationsverhaltens von Schraubenverbindungen unter leichtbaurelevanter Temperaturbelastung, Abschlussbericht IGF-Vorhaben 18670 N, Technische Universität Darmstadt, Universität Siegen, **2018**.
- [97] Johnson, G. R., Cook, W. H., A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures. Proceedings 7th International Symposium on ballistics. The Hague, The Netherlands, pp. 541-547, **1983**.
- [98] Bergmann, J.W., Zur Betriebsfestigkeitsbemessung gekerbter Bauteile auf der Grundlage der örtlichen Beanspruchungen, Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, **1983**.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1:	Produktlebenszyklus für das Beispiel „Schraubenverbindung“	3
Abbildung 2.2:	Beispiel der Gewindeausformung in Aluminiumdruckguss (links) und Aluminiumknetlegierung (rechts)	5
Abbildung 2.3:	Einteilung der Verbindungselemente für die Direktverschraubung in Anlehnung an [2]	6
Abbildung 2.4:	Länge des furchenden Bereichs l_f nach DIN EN 267-30 mit P: Gewindesteigung, l: Nennlänge.....	6
Abbildung 2.5:	Aufbau von galvanischen Oberflächen (links) und Zinklamellensystemen (rechts) nach [40]	8
Abbildung 2.6:	Einschraubkurve beim Gewindefurchen mit Furch-, Einschraub- und Überdrehmoment	8
Abbildung 2.7:	Bestimmung des Traganteils [45]	10
Abbildung 2.8:	Einflussfaktoren auf die Ermüdungsfestigkeit in Anlehnung an Dissertation Thomala [48]	11
Abbildung 2.9:	Bezogenes Spannungsgefälle G_σ nach [64]	16
Abbildung 3.1:	Forschungsschwerpunkte	18
Abbildung 3.2:	Untersuchte Einflussgrößen: Werkstoff, Vorspannung und Mutterngewinde.....	19
Abbildung 3.3:	Bearbeitungskonzept und Lösungsweg	20
Abbildung 5.1:	Bearbeitungskonzept - Gewindefurchende Schraubenverbindungen.....	25
Abbildung 5.2:	Metallografisches Schliffbild und lichtmikroskopische Darstellung des Werkstoffgefüges nach Ätzung (3 %-ige alkalische Salpetersäure) für die Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und dem Edelstahl A2-70	27
Abbildung 5.3:	Prüfplatte (links), Gefüge des Mutterwerkstoffs EN AW-6082 T6 (rechts), modifizierte Murakami-Ätzung	27
Abbildung 5.4:	Beispiel für die Bestimmung der 0,0048 d - Dehngrenze F_{pf} für S8-10 (links) und S16-2 (rechts)	28
Abbildung 5.5:	Abgedrehte Werkstoffprobe zur Werkstoffcharakterisierung (oben), fertige Schraube (unten) [1]	29
Abbildung 5.6:	Beispiele für Zugversuch an abgedrehter Probe für die Variante S8-9 (links), S8-10 (rechts) ..	29
Abbildung 5.7:	Ausgewählte Einschraubkurven der Nenndurchmesser 6 und 8 mm	31
Abbildung 5.8:	Nach DIN 267-30 ermittelte Einschraubdrehmomente M_E für die Nennabmessungen Ø6 und Ø8	32
Abbildung 5.9:	Schematische Darstellung der Drehmoment-Drehwinkel-Gradienten im Anform- und Ausformbereich.....	33
Abbildung 5.10:	Vergleich der Gradienten der Einschraubkurven im Anform- und Ausformbereich der durchgeführten Normversuche nach DIN 267-30 für Ø6 (links) und Ø8 (rechts).....	33
Abbildung 5.11:	Detaillierte Drehmomentanalyse der Einschraubkurve am Beispiel S8-8.....	34
Abbildung 5.12:	Darstellung von Verschleißformen beim Gewindefurchen	35
Abbildung 5.13:	Profilvergleich der Furchspitzengeometrie für die Varianten S8-1 bis S8-8.....	35
Abbildung 5.14:	„Gewindekrallen“ ausgewählter Beispiele: Variante S8-8 (a), S8-7 (b), S8-3 (c) und S8-1 (d) [45].....	37
Abbildung 5.15:	Vergleich der geometrischen Ausformung des Gewindegrunds und der Gewindeflanken für die Schraubentypen S8-1 bis S8-8 [45].....	38
Abbildung 5.16:	Gewindevermessung im Schliffbild (Variante S8-6).....	39

Abbildung 5.17:	Veränderte Kornstruktur im Randbereich des durch Umformung erzeugten Mutterngewindes (S8-7).....	40
Abbildung 5.18:	Workflow zur Computertomografie und dem Post-processing	40
Abbildung 5.19:	CT-Aufnahme des ausgeformten Gewindes, virtuelles Schnittbild (links) und mittels Post-processing in Maltab abgeleitetes Binärbild zur Bewertung der Gewindeausformung (rechts) ...	41
Abbildung 5.20:	Auswertung des Traganteils aus Schliff und CT (links) und der Gewindezahnfläche mittels CT (rechts).....	42
Abbildung 5.21:	Verlauf der Gewindezahnfläche (oben) und des Traganteils (unten) über die stufenweise rotierte virtuelle CT-Schnittebene. Beispielvariante S8-2.....	42
Abbildung 5.22:	Streuung des Traganteils am Beispiel der Schnittebenen 0 ° und 240 ° für Variante S8-2.....	43
Abbildung 5.23:	Nano-Indentationsprüfung an gefurchtem Mutterngewinde. Idealisierter Prüfraster (Ansicht a), an Geometrie angepasstes Prüfmuster (Ansicht b) und Prüfkraftverlauf (Ansicht c). Prüflast 10 mN, Abstand der Prüfradien $\Delta r = 10 \mu\text{m}$, 10 Radien, Winkelbereich $\pm 90^\circ$	45
Abbildung 5.24:	Einfluss intermetallischer Ausscheidungen auf die Prüfergebnisse von Nano-Indentationsprüfungen am Beispiel einer gefurchten Kerbprobe. Radialer Härteverlauf vom Rand der Kerbe in Richtung Probenmitte (a) und Darstellung eines Härteabdrucks auf einer intermetallischen Phase (b). [1]	46
Abbildung 5.25:	Datenkorrektur für Messpunkte auf intermetallischen Phasen. Härteverlauf der Rohdaten (links) und mittels linearer Interpolation korrigierte Daten (rechts). Ausgewählte Beispielvariante: S8-2.....	47
Abbildung 5.26:	Dreidimensionale Darstellung und Konturplot der Härteverteilung im Gewindegrund am Beispiel S8-8.....	47
Abbildung 5.27:	Großer Härtegradient der Variante S8-3 (links), geringer Härteanstieg der Variante S8-7 (rechts).....	48
Abbildung 5.28:	Maximale und mittlere Verfestigung der Varianten S8-1 bis S8-8..... (Grundhärte: 1,35 H_{IT} 0,01/20/30/15 GPa)	48
Abbildung 5.29:	Optische Vermessung der Schraubengeometrie - Messergebnisse für n = 10 Schrauben pro Variante (links), Projektionsbild der Messmaschine (rechts)	51
Abbildung 5.30:	Einschraubdrehmomente für zwei Drehzahlen n = 80 min ⁻¹ und n = 200 min ⁻¹	52
Abbildung 5.31:	Mittlere Einschraubdrehmomentverläufe für die Drehzahlen n = 80 min ⁻¹ (links) und n = 200 min ⁻¹ (rechts), Varianten S6-7 bis S6-14 (je Variante zehn Einzelversuche, zwecks Übersicht reduzierte Markeranzahl)	52
Abbildung 5.32:	Gradient des Anform- und Ausformbereichs für zwei Einschraubdrehzahlen n = 80 und 200 min ⁻¹ (links); beispielhafte Differenzenverläufe ΔM für Variante S6-14 (rechts).....	53
Abbildung 5.33:	CT-Einzelaufnahme zur 3D-Rekonstruktion (links), abgeleitetes 2D Schnittebenenbild (rechts).....	54
Abbildung 5.34:	Traganteil und Gewindezahnfläche für zwei Drehzahlen n = 80 min ⁻¹ und n = 200 min ⁻¹	55
Abbildung 5.35:	CT-Darstellung der Gewindeausformung nach dem Einschraubversuch in Aluminiumplatten EN AW-6082 T6 (105 HB), Variante S6-7 für n = 80 min ⁻¹ (links), Variante S6-7 für n = 200 min ⁻¹ (rechts)	55
Abbildung 5.36:	3D-CT-Darstellung der über den Umfang und die Einschraubtiefe variierenden Gewindeausformung für die Variante S6-14 für n = 80 min ⁻¹ (links) und für n = 200 min ⁻¹ (rechts)	56
Abbildung 5.37:	Gewindeausformung bei einer Schrägstellung der Schraube. CT-Schnittbild (links), Schliffbild (rechts)	56

Abbildung 5.38:	Abrasiver Verschleiß und Gewindeausformung für Beispiele der geprüften Oberflächen-systeme	57
Abbildung 5.39:	Drehmoment-Drehwinkel- und Vorspannkraft-Drehwinkelverlauf für den Einschraub- und Montageversuch am Beispiel der gewindefurchenden Schraube S6-11	58
Abbildung 5.40:	Ergebnisse der Montageversuche und in Anlehnung an DIN EN ISO 16047 abgeleitetes Moment für $0,75 \cdot F_p$ ($F_V = 8,7$ kN für Edelstahl A2, $F_V = 12,53$ kN für Festigkeitsklasse 10.9) ...	59
Abbildung 5.41:	K-Faktor und Gesamtreibungszahl μ_{tot} für die Montage in gefurchten Gewinden und in Aluminiummuttern mit vorgeschrittenem Gewinde, in Anlehnung an DIN EN ISO 16047 für den Gewindetyp ALtracs® Plus	60
Abbildung 5.42:	Schraube montiert in Mutterkörper (links), ermitteltes Einschraubdrehmoment für zwei ausgewählte Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm und $d_{VL} = 7,6$ mm (rechts)	63
Abbildung 5.43:	Einschraubkurven für ALtracs® Plus 80x70/30 für die Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm (links) und Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,6$ mm (rechts) [1]	64
Abbildung 5.44:	Gewindeausformung im Anformbereich der Furchspitze und am Übergang zum voll ausgeprägten Schraubengewinde (Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm) nach [1]	65
Abbildung 5.45:	Vergleich der Gewindeausformung für die Varianten S8-9 und S8-10 für zwei Vorlochdurchmesser	66
Abbildung 5.46:	Darstellung der Vermessung der Gewindekrallenausformung im Schlibbild am Beispiel der gewindefurchenden Schraube (S8-9) für die Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm und $d_{VL} = 7,6$ mm nach [1]	66
Abbildung 5.47:	Gewindekontakt und Verschleiß am Beispiel des gefurchten Gewindes (Variante S8-9) für den Vorlochdurchmesser 7,2 mm. Schlibfdarstellung: Probenmitte ($t_E = 20$ mm), modifizierte Murakami-Ätzung [1].	68
Abbildung 5.48:	Prüfmuster (links) und Kraft-Zeit-Verlauf der Nano-Indentationsprüfung (rechts), Abstand der Prüfradien 25 μ m, 12 Radien, Winkelbereich $\pm 90^\circ$, Winkelinkrement $\Delta\varphi = 20^\circ$, Prüflast 21 mN	68
Abbildung 5.49:	Härteverteilung und Konturplot des Mutterngewindes für Variante S8-9 mit Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,6$ mm in EN AW-6082 T6	69
Abbildung 5.50:	Härtegradient für Variante S8-9 mit Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm (links) und $d_{VL} = 7,6$ mm (rechts)	70
Abbildung 5.51:	Maximale und mittlere Verfestigung der Varianten S8-9 und S8-10 für zwei Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ und $7,6$ mm (Grundhärte: 1,35 H_{IT} 0,01/20/30/15 GPa)	70
Abbildung 5.52:	Auszugversuche mit gefurchtem Gewinde für Variante S8-9 mit verschiedenen Vorlochdurchmessern und Einschraubtiefen (links), Versuchsergebnisse und berechnete effektive Mindesteinschraubtiefe (rechts)	71
Abbildung 5.53:	Darstellung der identischen Scherzylinderhöhe h_n für Mutterngewindeabstreifen für die Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm und $d_{VL} = 7,6$ mm und der resultierenden Beanspruchung in der Scherfläche	72
Abbildung 5.54:	Übersicht zur Einflussanalyse und Bewertung gewindefurchender Schraubenverbindungen ...	73
Abbildung 6.1:	Bearbeitungskonzept - Ermüdungsverhalten	77
Abbildung 6.2:	Schematisches Modell der Verbindung (links), Prüfaufbau vor (Mitte) und nach Einsatz in die Verspannglocken der Prüfmaschine (rechts)	78
Abbildung 6.3:	Bauteilwöhlerlinien ermittelt im axialen Schwingversuch für die gewindefurchende Schraube S8-9 und die ISO-metrische Schraube S8-10 in gefurchtem und geschnittenem Mutterngewinde. Für gefurchte Gewinde: Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,2$ mm. nach [89, 90] ...	79

Abbildung 6.4:	Bauteilwöhlerlinien ermittelt im axialen Schwingversuch für die gewindefurchende Schraube S8-9 und die ISO-metrische Schraube S8-10 in gefurchem und geschnittenem Mutterngewinde. Für gefurchte Gewinde: Vorlochdurchmesser $d_{VL} = 7,6$ mm. nach [89, 90].....	79
Abbildung 6.5:	Schliffdarstellung des Gewindespiels infolge der taumelnden Bewegung beim Einschrauben der nicht vorgespannten Verbindung für S8-9 und S8-10 in vorgefurchem Gewinde	80
Abbildung 6.6:	CT-Geometrievergleich (links), FE-Simulation der Kerbbeanspruchung zur Formzahlberechnung für Variante S8-9 (mitte) und S8-10 (rechts)	81
Abbildung 6.7:	Ermüdungsversuche mit geschnittenem Gewinde in Mutternkörpern ($t_E = 2,5x_d$) und Sechskantmuttern mit den Mutternhöhen $m = 0,8x_d$ (Typ 1) und $m = 1,0x_d$ (Typ 2) aus Stahl und Aluminium	82
Abbildung 6.8:	Ermüdungsversuche mit geschnittenem Mutterngewinde mit $t_E = 2,5x_d$ für Stahl und Aluminium und in der Sechskantmutter mit $m = 0,8x_d$ (Typ 1) aus Stahl. Mittellast: $F_m = 29,52$ kN ($0,8 \cdot F_{0,2}$)	84
Abbildung 6.9:	Einfluss einer überelastischen Vorbelastung (rot ►) auf die Ermüdungsbeanspruchbarkeit der Schraube im Vergleich zur elastisch verspannten Verschraubung (blau ♦)	85
Abbildung 6.10:	Ergebnisse der Ermüdungsversuche mit überelastischer Vorbelastung für verschiedene Mittellasten.....	86
Abbildung 6.11:	Mittellastabhängigkeit der ertragbaren Lastamplitude F_{A50} für verschiedene Varianten.....	87
Abbildung 6.12:	Methodenübersicht - Identifikation der Mechanismen.....	89
Abbildung 6.13:	Systematische Analyse der Mechanismen bei überelastischer Vorbelastung	90
Abbildung 6.14:	REM-Aufnahmen der Kontaktflächen für „axiale elastische Vorspannung“ (oben), „axial überelastisch vorbelastet, axial entlastet“ (Mitte), „axial überelastisch vorbelastet, durch Zurückdrehen entlastet“ (unten).....	92
Abbildung 6.15:	Härteverläufe im überelastisch vorbelasteten Schraubengewinde an den Schrauben S8-10 (M8) und S16-2 (M16). Vorbelastung: $F_{m0} = 38$ kN für M8, $F_{m0} = 170$ kN für M16.	93
Abbildung 6.16:	Eigenspannungsmessungen per Röntgendiffraktometer an unbelasteten und überelastisch vorbelasteten Schrauben der Abmessung 8 und 16 mm der Festigkeitsklasse 10.9 in jeweils zwei Messrichtungen.....	94
Abbildung 6.17:	Ermüdungsversuche zur Bestimmung des Einflusses der Oberflächenbeschichtung für S16-2 mit elastischer Vorspannung und überelastischer Vorbeanspruchung für entzinkte und feuerverzinkte Schrauben	95
Abbildung 6.18:	Exemplarische REM-Darstellung der Ermüdungsbruchfläche feuerverzinkter Schrauben (S16-2) mit elastischer Vorspannung (oben) und überelastischer Vorbelastung (unten).....	96
Abbildung 6.19:	Ermüdungsversuche zur Bestimmung des Einflusses der Oberflächenbeschichtung für S16-1 mit elastischer Vorspannung und überelastischer Vorbeanspruchung für vergütungsschwarze Schrauben.....	97
Abbildung 6.20:	Einfluss der Gewindereibung auf die Ermüdungsfestigkeit am Beispiel der Schrauben S8-11 und S8-12.....	98
Abbildung 6.21:	Nach DIN EN ISO 16047 ermittelte Gewindereibungszahlen für Sechskantmuttern aus Aluminium und Stahl für ausgewählte Vorspannkraftniveaus (links), Gewindereibmoment-Vorspannkraftverlauf (rechts).....	99
Abbildung 6.22:	Änderung der Ermüdungsfestigkeit in Abhängigkeit der untersuchten Einflussfaktoren bezogen auf die Referenz mit Stahlmutter ISO 4032 bei $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$	100
Abbildung 6.23:	Gewichtung von Einflussgrößen bei überelastischer Vorbelastung	101
Abbildung 7.1:	Bearbeitungskonzept - Numerische Simulation	103

Abbildung 7.2:	Maxima der Hauptspannungen im Gewindegrund als Funktion der Einschraubtiefe bei linear-elastischer quasi-statischer Berechnung in Mutterngewinde aus Stahl und Aluminium bei $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$	104
Abbildung 7.3:	Spannungsverteilung im Schraubengewinde für elastische Berechnungsergebnisse für unterschiedliche Mutternaufleger im Vergleich für Stahl und Aluminium. Monotone Belastung: $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$	105
Abbildung 7.4:	Spannungsverteilung im Schraubengewinde für rein elastisches und elastisch-plastisches Materialverhalten bei quasi-statischer Belastung für $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$	106
Abbildung 7.5:	Plastische Dehnung im ersten tragenden Gewindegrund der Schraube für Stahl- und Aluminiummutterngewinde für die monotone Belastung $F = 0,4 \cdot F_{0,2}$	107
Abbildung 7.6:	Kerbformzahlen und Spannungsverteilungen für Stahl- und Aluminiummutternvarianten ausgewertet für den ersten Gewindegang	108
Abbildung 7.7:	Bezogenes Spannungsgefälle G_σ (links) und Kerbwirkungszahl β_k (rechts) für unterschiedliche Mutternvarianten, Werkstoffe und Vorspannkräfte	108
Abbildung 7.8:	Orientierung des höchst beanspruchten Bereichs für die Kerbprobe und die Schraubenverbindung	110
Abbildung 7.9:	Zwei Berechnungsschritte - überelastische Vorbelastung ($F_{\text{Step 1}}$) und Entlastung ($F_{\text{Step 2}}$)	111
Abbildung 7.10:	Axialspannung σ_{22} für unterschiedliche Entlastungen nach überelastischer Vorbelastung für M8 und M16	111
Abbildung 7.11:	Berechnete Axialspannungsverläufe für M8- und M16-Kerbproben mit und ohne überelastische Vorbelastung (elastisch-plastisches Materialverhalten, zwecks Übersicht reduzierte Markeranzahl)	112
Abbildung 7.12:	Axialspannungsverlauf im ersten tragenden Gewindegang der Schraube-Mutter-Verbindung (links) und der Kerbprobe (rechts), elastisch-plastisches Materialverhalten. (zwecks Übersicht reduzierte Markeranzahl)	113
Abbildung 7.13:	Einführung eines lokalen Koordinatensystems und Berechnungsschritte (Lastzyklen)	113
Abbildung 7.14:	Axialspannungsverlauf im 1. tragenden Gewinde mit und ohne Vorbelastung, $F_A = 5,13 \text{ kN}$, $F_m = 0,4 \cdot F_{0,2}$	114
Abbildung 7.15:	Lokale Spannungs-Dehnungs-Hysteresen mit (links) und ohne (rechts) überelastischer Vorbelastung	114
Abbildung 7.16:	Berechnete lokale Spannungs-Dehnungs-Hysteresen mit und ohne überelastischer Vorbelastung für verschiedene Mittellasten im Bereich $0,2 \cdot F_{0,2} \leq F_m \leq 0,8 \cdot F_{0,2}$ nach drei Lastzyklen mit $F_A = 5,13 \text{ kN}$	115
Abbildung 7.17:	Dehnungs- und Spannungsverteilung mit und ohne überelastischer Vorbelastung für die Berechnung von drei Lastzyklen und verschiedene Mittellasten (elastisch-plastisches Materialverhalten)	116
Abbildung 7.18:	Prozentuale Verteilung der 1. Hauptspannung für verschiedene Einschraubtiefen und Mutterwerkstoffe (elastisch-plastisches Materialverhalten, Schraube: M8x70/30-10.9)	117
Abbildung 9.1:	Temperaturmessung beim Gewindefurchen mittels Thermografie und applizierter Thermolemente	127
Abbildung 9.2:	Vergleich der dauerhaft ertragbaren Kraftamplitude F_{A50} für überelastisch vorbelastete Verbindungen, nach VDI 2230 berechnete Werte für schlussgewalzte Schrauben und nur elastisch vorgespannte Verbindungen für den Muttertyp 1 aus Stahl [90]	128
Abbildung 9.3:	Vergleich der Schädigungsparameter P_{SWT} und $P_{\text{SWT, Bergmann}}$ für verschiedene Mittellasten mit und ohne überelastische Vorbelastung	129

Tabellenverzeichnis

Tabelle 4.1:	Übersicht der verwendeten Mutternbauteile und der durchgeführten Untersuchungen	21
Tabelle 4.2:	Übersicht verwendete Schraubentypen	22
Tabelle 4.3:	Übersicht - Proben Validierungsversuche zu Forschungsschwerpunkt 2.3	23
Tabelle 5.1:	Experimentell ermittelte Kenngrößen der untersuchten Schrauben.....	26
Tabelle 5.2:	Übersicht der für das Screening ausgewählten Schrauben der Abmessungen Ø6 mm und Ø8 mm	30
Tabelle 5.3:	Ergebnisse - Geometrievermessung der gefurchten Gewinde im Schliffbild	39
Tabelle 5.4:	Übersicht der untersuchten Oberflächensysteme und Gleitmittel	50
Tabelle 5.5:	Reibungszahlen in Anlehnung DIN EN ISO 16047	61
Tabelle 5.6:	Ergebnisse der Gewindevermessung im Schliffbild für die Varianten S8-9 und S8-10.....	67
Tabelle 7.1:	Versuchsergebnisse der Validierungsversuche	109
Tabelle 7.2:	Berechnete Kennwerte für Kerbproben und ausgewählte Schraube-Mutter-Verbindungen	110

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Fabian Kraemer
Geburtsdatum / -ort: 16.01.1987 in Freising
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: ledig



Studium

02/2010 bis 09/2011 Abschluss Master of Science, Duales Studium, Fachbereich Maschinenbau an der Universität Siegen in Kooperation mit der Firma EJOT Holding GmbH & Co. KG
Note: mit Auszeichnung
03/2011 bis 09/2011 Masterthesis, Abteilung Forschung & Entwicklung, Firma EJOT GmbH & Co. KG
Titel: *Herstellung einer gewindefurchenden Schraube mit höchstfester Spitze und konventionellem Schaft*
Note: 1,3
08/2006 bis 07/2009 Abschluss Bachelor of Science, Duales Studium, Fachbereich Maschinenbau an der Universität Siegen in Kooperation mit der Firma EJOT Holding GmbH & Co. KG
Note: sehr gut
03/2009 bis 07/2009 Bachelorthesis, Abteilung Forschung & Entwicklung, Firma EJOT GmbH & Co. KG
Titel: *Ermittlung der Prozessgrenzen bei der Direktverschraubung von Verbindungselementen mit induktiv wärmebehandelter Gewindefurchzone.*
Note: 1,0

Auszeichnungen

05/2012 Universität Siegen
Auszeichnung für herausragende Leistungen im Masterstudium Maschinenbau
06/2008 FERCHAU Engineering Nachwuchsförderpreis
Projekt: Optimierung eines hydraulischen Pulsationsprüfstandes
Institut für Konstruktion, Lehrstuhl für Maschinenelemente, Verbindungstechnik und Produktinnovation, Prof. Dr.-Ing. C. Friedrich, Universität Siegen.

Praktikum

02/2010 bis 03/2010 Internationales Praktikum, Anwendungsingenieur
EJOT UK Ltd., Leeds, England

Berufliche Tätigkeiten

04/2017 bis 10/2017 Kommissarische Abteilungsleitung
Kompetenzbereich Bauteilfestigkeit, MPA-IfW, Technische Universität Darmstadt
08/2016 bis heute Wissenschaftlicher Mitarbeiter und stellv. Abteilungsleiter
Kompetenzbereich Bauteilfestigkeit, MPA-IfW, Technische Universität Darmstadt
03/2015 bis 07/2016 Wissenschaftlicher Mitarbeiter
Kompetenzbereich Bauteilfestigkeit, MPA-IfW, Technische Universität Darmstadt
03/2014 bis 02/2015 Expat, Consultant Quality Management International
EJOT ATF Fasteners de México, San Luis Potosi, Mexiko
09/2011 bis 02/2015 Internationales Qualitätsmanagement
Firma EJOT Holding GmbH & Co. KG
11/2011 bis 01/2012 Expat, International Quality Manager
ATF Inc., Chicago Lincolnwood, IL, USA (GFA Partnerunternehmen von EJOT)
08/2006 bis 09/2011 Duales Studium im Fachbereich Maschinenbau, Universität Siegen in Kooperation mit der Firma EJOT Holding GmbH & Co. KG

Konferenzbeiträge, Veröffentlichungen und Lehre

Konferenzen und Tagungsbeiträge

- 2016 Kraemer, F., Beyer, J., Oechsner, M., Experimentelle Charakterisierung von gefurchten Muttergewinden, DVM Schraubentag 2016 - Bauteile verstehen, 20.-22.04.2016 Berlin. ISSN 2367-2021, S.27-36, DVM Berlin.
- 2018 Stoerzel, K., Kraemer, F., Bernhard, J., Klein, M., Oechsner, M., Rechnerische Lebensdauerabschätzung mit Berücksichtigung der Ergebnisse aus Umformsimulationen, DVM FKM 13.-14.06.2018 Berlin, DVM Berlin.
- 2018 Kraemer, F., Klein, M., Oechsner, M., Ermüdungseigenschaften von Schraubenverbindungen mit gefurchtem und geschnittenem Gewinde, DSV 12. Informations- und Diskussionsveranstaltung, 20.06.2018, Darmstadt.
- 2018 Kraemer, F., Klein, M., Oechsner, M., Zyklische Beanspruchbarkeit metrischer Stahlschrauben in Abhängigkeit von Mittellast und Muttergewindeart, DVM Betriebsfestigkeit Effiziente Auslegung und Absicherung in der Betriebsfestigkeit 26.-27.09.2018 Renningen, ISSN 0944-5242, S.169-184, DVM Berlin.

Bericht

- 2018 Kraemer, F., Stoerzel, K., Oechsner, M., Melz, T., Bewertung der Ermüdungsfestigkeit von Schraubenverbindungen mit gefurchtem Gewinde, ISSN 2192-7863, AiF 17802 N2 Abschlussbericht, FAT Verband der Automobilindustrie e.V., Berlin.

Fachartikel

- 2019 Kraemer, F., Klein, M., Oechsner, M., Ermüdungseigenschaften von Schraubenverbindungen mit gefurchtem und geschnittenem Gewinde, Material Science and Engineering Technology, ISSN 0933-5137, Vol 50, No. 2, S.204-224, Darmstadt.
- 2019 Kraemer, F., Klein, M., Oechsner, M., Zyklische Beanspruchbarkeit metrischer Stahlschrauben in Abhängigkeit von Mittellast und Muttergewindeart, DVM Nachrichten 10/2019, DVM Berlin.*
- 2019 Kraemer, F., Klein, M., Oechsner, M., Fatigue strength of metric steel screws depending on preload and nut type, Journal Engineering Failure Analysis. Status: In Begutachtung.
 - * im Rahmen der Tagung DVM Betriebsfestigkeit Effiziente Auslegung und Absicherung in der Betriebsfestigkeit 26.-27.09.2018 prämiierter Vortrag

Lehre

- 2015/16 Betreuung des Werkstoffkunde Praktikums
- seit 2016 Betreuung des Werkstoffkunde Tutoriums, Thema Kerbwirkung
- seit 2016 Referent für die Praktika "Schwingfestigkeit von Schraubenverbindungen" und "Flüssigmetallinduzierte Rissbildung bei Schrauben großer Abmessungen" im Rahmen der Schraubfachausbildung des Deutschen Schraubenverbands e.V.
- 2016 Studentische Arbeit "Ermittlung von Einflussgrößen beim Gewindefurchen auf die Ausformung des Muttergewindes und die Veränderung lokaler Materialeigenschaften", Ghaffar, M.